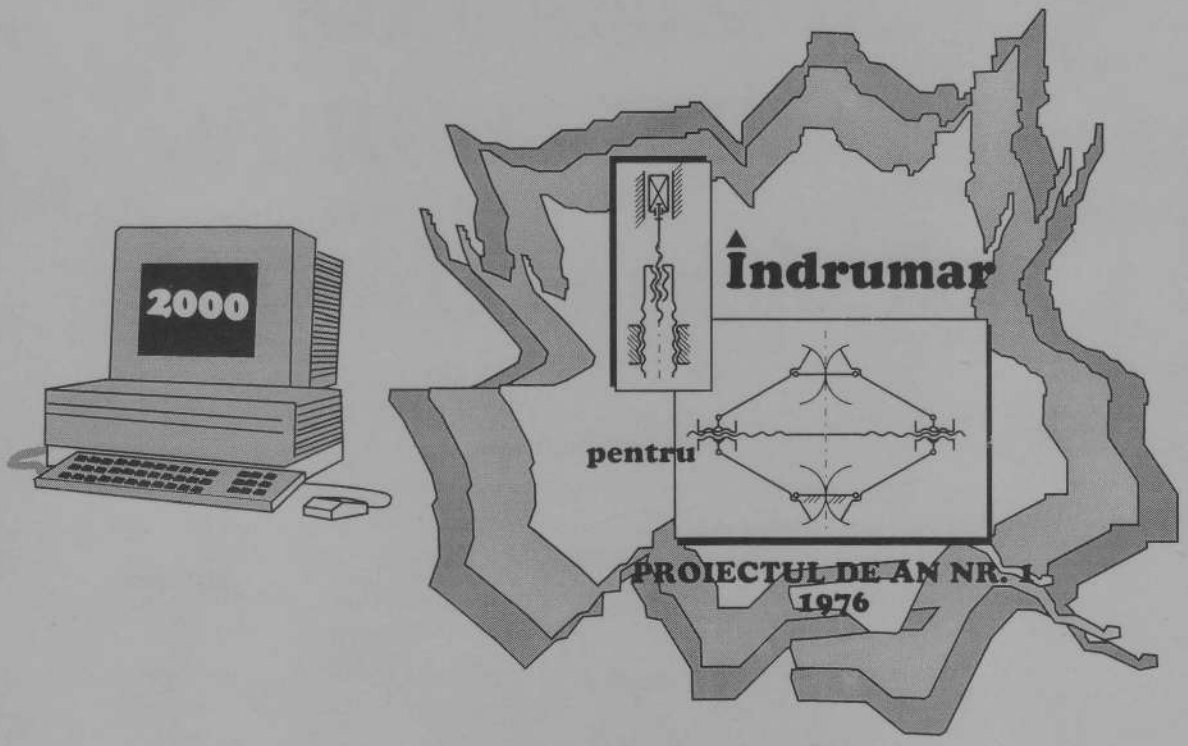
A. JULA ◆ E. CHIȘU ◆ GH. MOLDOVEAN ◆ D.VELICU
D. SĂVESCU ◆ GH. MOGAN ◆ R. VELICU ◆ E. EFTIMIE
CL. POZNA ◆ D. OPREAN ◆ M. LATEȘ

MECANISME ȘURUB - PIULIȚĂ

ÎNDRUMAR DE PROIECTARE



EDITURA
LUX LIBRIS

CUPRINS

PREFAȚĂ 7

1. GHID PENTRU ÎNTOCMIREA ȘI SUSȚINEREA UNUI PROIECT 9
   - 1.1. TEMA DE PROIECTARE 9
   - 1.2. GRAFICUL DE DESFĂȘURARE 9
   - 1.3. BIBLIOGRAFIA 10
   - 1.4. MEMORIUL DE CALCUL 10
   - 1.5. DOCUMENTAȚIA GRAFICĂ 12
   - 1.6. CUPRINSUL 12
   - 1.7. ARANJAREA MATERIALELOR ÎN DOSARUL DE PREZENTARE A PROIECTULUI 12
   - 1.8. ALTE PRECIZĂRI 13
   - 1.9. SUSȚINEREA PROIECTULUI 13

2. CONSIDERAȚII PRIVIND PROIECTAREA ÎN CONSTRUCȚIA DE MAȘINI 21
   - 2.1. ETAPELE DE LUCRU ÎN PROIECTARE 21
   - 2.2. CONȚINUTUL DOCUMENTAȚIEI TEHNICE DE PROIECTARE 22
   - 2.3. PROIECTAREA ANSAMBLELOR DE ORGANE DE MAȘINI 22
     - 2.3.1. Etapele proiectării ansamblului 23
     - 2.3.2. Întocmirea desenului de ansamblu 23
       - *2.3.2.1. Reguli de reprezentare în desenul de ansamblu* 24
       - *2.3.2.2. Poziționarea elementelor componente ale ansamblului* 25
       - *2.3.2.3. Cotarea desenelor de ansamblu* 28
       - *2.3.2.4. Tabelul de componență* 28
       - *2.3.2.5. Etapele întocmirii desenului de ansamblu* 29
   - 2.4. PROIECTAREA ORGANELOR DE MAȘINI 29
     - 2.4.1. Etapele proiectării organelor de mașini 29
     - 2.4.2. Întocmirea desenului de execuție 31
       - *2.4.2.1. Etapele premergătoare întocmirii desenului de execuție* 31
       - *2.4.2.2. Etapele întocmirii desenului de execuție* 32

3. PROIECTAREA ASISTATĂ DE CALCULATOR 35
   - 3.1. DEFINIRE. TERMINOLOGII ÎNRUDITE 35
   - 3.2. OPERAREA SISTEMELOR CAD 36
   - 3.3. COMPONENTELE SISTEMELOR CAD 39
     - 3.3.1. Reprezentarea grafică sau modelarea geometrică a produsului 39
     - 3.3.2. Analiza și simularea cinematico-dinamică a produsului 40

3.3.3. Analiza structural-fizică a produsului 40
3.3.4. Calculul matematic complex 40
3.3.5. Dezvoltarea de noi softuri specializate 41
3.3.6. Redactarea documentaţiei tehnice 41
3.4. CONCURRENT ENGINEERING (CE) 41
4. MECANISME ŞURUB-PIULIŢĂ 43
4.1. CONSIDERAŢII GENERALE 43
4.2. FILETE DE MIŞCARE 44
4.3. MATERIALE 47
4.4. CALCULUL MECANISMELOR ŞURUB-PIULIŢĂ 55
4.4.1. Stabilirea schemei structurale a mecanismului şi a încărcării principalelor elemente componente 55
4.4.1.1. Cricul simplu 56
4.4.1.2. Cricul cu piuliţă rotitoare 56
4.4.1.3. Presa cu şurub cu două coloane 57
4.4.1.4. Cricurile telescopice şi cu dublă acţiune 58
4.4.1.5. Cricurile cu pârghii 61
4.4.2. Etapele de calcul pentru principalele elemente componente ale mecanismelor şurub-piuliţă 66
4.5. SCHEME STRUCTURALE DE MECANISME ŞURUB-PIULIŢĂ 66
5. METODOLOGII DE PROIECTARE 75
- Tabelul 5.1 - Metodologia de proiectare a cricului cu piuliţă rotitoare 77
- Tabelul 5.2 - Metodologia de proiectare a cricurilor telescopice şi cu dublă acţiune 84
- Tabelul 5.3 - Metodologia de proiectare a cricurilor cu pârghii cu o piuliţă şi cu două piuliţe 95
- Tabelul 5.4 - Metodologia de proiectare a presei cu şurub 105
- Tabelul 5.5 - Metodologia de proiectare a mecanismului de acţionare cu clichet orizontal 112
- Tabelul 5.6 - Metodologia de proiectare a mecanismului de acţionare cu clichet vertical 120

6. SOLUŢII CONSTRUCTIVE 125
7. ANEXE 159
- ANEXA 1 - FORMATE (Extras din SR ISO 5457) 160
- ANEXA 2 - DESENE TEHNICE. SCĂRI (Extras din SR EN ISO 5455) 160
- ANEXA 3 - RAZE NORMALE DE RACORDARE (Extras din STAS 406) 160
- ANEXA 4 - INDICATOR (Extras din SR ISO 7200) 161
- ANEXA 5 - NOTAREA STĂRII SUPRAFEŢELOR (Extras din SR ISO 1302) . 162
- ANEXA 6 - GĂURI DE CENTRARE (Extras din STAS 1361) 166
- ANEXA 7 - DEGAJĂRI PENTRU RECTIFICARE (Extras din STAS 7446) 167
- ANEXA 8 - INDICAREA ELEMENTELOR ARCURILOR ELICOIDALE PE DESENELE DE EXECUŢIE (Extras din STAS 2102) 168

- ANEXA 9 - TOLERAREA DIMENSIUNILOR LINIARE ŞI UNGHIULARE (Extras din STAS ISO 406) 169
- ANEXA 10 - TOLERANŢE ISO (Extras din SR EN 20286-2) 171
- ANEXA 11 - ÎNSCRIEREA TOLERANŢELOR DE FORMĂ ŞI POZIŢIE (Extras din STAS 7385/1) 173
- ANEXA 12 - ÎMPĂTURIREA DESENELOR (Extras din STAS 74) 178
- ANEXA 13 - OŢELURI DE UZ GENERAL PENTRU CONSTRUCŢII (Extras din STAS 500/2) 180
- ANEXA 14 - OŢELURI CARBON DE CALITATE PENTRU TRATAMENT TERMIC DESTINATE CONSTRUCŢIEI DE MAŞINI (Extras din STAS 880) 180
- ANEXA 15 - OŢEL CARBON TURNAT ÎN PIESE (Extras din STAS 600) 181
- ANEXA 16 - FONTĂ CENUŞIE CU GRAFIT LAMELAR TURNATĂ ÎN PIESE (Extras din SR ISO 185) 181
- ANEXA 17 - ALIAJE Cu-Sn TURNATE ÎN BLOCURI (Extras din SR ISO 197-1) 181
- ANEXA 18 - OŢELURI PENTRU ARCURI (Extras din STAS 795) 182
- ANEXA 19 - SÂRMĂ DIN OŢEL CARBON DE CALITATE PENTRU ARCURI (Extras din STAS 893) 182
- ANEXA 20 - TABLE GROASE (Extras din STAS 437) 183
- ANEXA 21 - OŢEL LAMINAT LA CALD. OŢEL ROTUND (Extras din STAS 333) 183
- ANEXA 22 - ŢEVI DIN OŢEL FĂRĂ SUDURĂ TRASE SAU LAMINATE LA RECE (Extras din STAS 530/1) 184
- ANEXA 23 - FILETE METRICE ISO DE UZ GENERAL (Extras din SR ISO 724) 185
- ANEXA 24 - FILETE METRICE TRAPEZOIDALE ISO (Extras din SR ISO 2904) 187
- ANEXA 25 - TOLERANŢE PENTRU FILETE TRAPEZOIDALE METRICE (Extras din SR ISO 2903) 191
- ANEXA 26 - IEŞIREA ŞI DEGAJAREA FILETULUI. FILET TRAPEZOIDAL (Extras din STAS 3508/5) 197
- ANEXA 27 - IEŞIREA ŞI DEGAJAREA FILETULUI. FILET METRIC ISO DE UZ GENERAL (Extras din STAS 3508/1) 198
- ANEXA 28 - ŞURUB CU CAP HEXAGONAL FILETAT PÂNĂ SUB CAP (Extras din SR ISO 4017) 199
- ANEXA 29 - ŞURUB CU CAP HEXAGONAL MIC ŞI CU CEP CILINDRIC (Extras din STAS 5259) 200
- ANEXA 30 - ŞURUB CU CAP CILINDRIC CRESTAT (Extras din STAS 7517) 201
- ANEXA 31 - ŞURUBURI CU CAP STRIAT (Extras din STAS 5302) 202
- ANEXA 32 - ŞURUBURI CU CAP STRIAT ŞI GULER (Extras din STAS 5303) 203

- ANEXA 33 - GĂURI DE TRECERE PENTRU ORGANE DE ASAMBLARE FILETATE (Extras din STAS 3336) 204
- ANEXA 34 - LOCAŞURI ŞI LAMAJE PENTRU ORGANE DE ASAMBLARE FILETATE (Extras din STAS 11574) 205
- ANEXA 35 - ŞTIFT FILETAT CU CRESTĂTURĂ, CU CEP CILINDRIC (Extras din STAS 10422) 206
- ANEXA 36 - ŞTIFT FILETAT CU CRESTĂTURĂ ŞI VÂRF TEŞIT (Extras din STAS 4770) 207
- ANEXA 37 - ŞTIFT FILETAT CU CRESTĂTURĂ, CU CEP TRONCONIC (Extras din STAS 10421) 208
- ANEXA 38 - ŞAIBE PLATE (Extras din STAS 5200/3) 209
- ANEXA 39 - ŞAIBĂ PRELUCRATĂ PENTRU BOLŢURI (Extras din STAS 5974) 209
- ANEXA 40 - ŞAIBE ELASTICE. ŞAIBE GROWER (Extras din SR 7666-2) 210
- ANEXA 41 - ŞPLINT (Etras din STAS 1991) 211
- ANEXA 42 - ŞTIFTURI CILINDRICE (Extras din STAS 1599) 212
- ANEXA 43 - ŞTIFTURI CONICE (Extras din STAS 3436) 213
- ANEXA 44 - BOLŢURI FĂRĂ CAP (Extras din STAS 5756) 214
- ANEXA 45 - BOLŢURI CU CAP MIC (Extras din STAS 5754/2) 215
- ANEXA 46 - BOLŢURI CU CAP (Extras din STAS 5754/1) 216
- ANEXA 47 - INELE DE SIGURANŢĂ EXCENTRICE PENTRU ARBORI ŞI CANALELE PENTRU ELE (Extras din STAS 5848/2) 217
- ANEXA 48 - RULMENŢI AXIALI CU BILE CU SIMPLU EFECT (Extras din STAS 3921) 218

8. PROGRAME DE CALCUL 219

- Program de calcul pentru cricul telescopic 220

BIBLIOGRAFIE 237

1. GHID PENTRU ÎNTOCMIREA ŞI SUSŢINEREA UNUI PROIECT

Proiectele trebuie privite ca nişte contracte de proiectare încheiate între Universitate, prin intermediul îndrumătorului de proiect, în calitate de beneficiar şi studenţi, în calitate de executanţi, cu toate obligaţiile ce revin unei astfel de lucrări.

Într-un contract trebuie stabilite clar sarcinile beneficiarului şi ale executantului, respectarea lor fiind obligatorie pentru ambele părţi.

Cadrul didactic, în calitatea de beneficiar, are obligaţia să stabilească tema de proiectare, termenele intermediare pentru prezentarea capitolelor rezolvate, să indice o bibliografie corespunzătoare - existentă în biblioteca Universităţii - şi să asigure îndrumarea periodică a activităţii de proiectare.

Studenţii, în calitate de executanţi, trebuie să-şi însuşească tema de proiectare, prin cunoaşterea structurii şi a modului de funcţionare a mecanismului ce trebuie proiectat, să urmărească etapele de desfăşurare impuse şi să rezolve problemele etapelor respective, la termenele indicate, să justifice soluţiile rezultate în urma calculelor şi formele constructive adoptate şi să prezinte, în final, proiectul în forma cerută de beneficiar.

În continuare, se va prezenta, în detaliu, modul de rezolvare a problemelor legate de întocmirea proiectului şi de prezentarea acestuia.

1.1. TEMA DE PROIECTARE

În tema de proiectare, pentru mecanismele şurub-piuliţă de tipul cricurilor, se indică, ca date de proiectare, sarcina maximă de ridicat - necesară stabilirii principalelor dimensiuni ale elementelor componente - şi înălţimea maximă de ridicare.

Pe lângă datele de proiectare, în tema de proiectare sunt indicate principalele capitole pe care trebuie să le conţină memoriul de calcul, precum şi desenele ce trebuie executate. De asemenea, sunt prevăzute precizări cu privire la forma de prezentare a memoriului de calcul şi a documentaţiei grafice.

Exemplu de *Temă de proiectare*, pentru proiectul de an nr. 1, la disciplina Organe de maşini, la Universitatea Transilvania din Braşov, este prezentat la sfârşitul capitolului.

1.2. GRAFICUL DE DESFĂŞURARE

Problemele prevăzute în tema de proiectare este necesar a fi rezolvate în termene clar definite, pe perioada unui semestru. Pentru a stabili un ritm optim de efectuare a lucrărilor prevăzute în tema de proiectare, în concordanţă cu dificultatea fiecărui capitol, graficul de desfăşurare prevede date pentru avizarea rezultatelor calculelor şi a desenelor (vize periodice), precum şi termenul limită de predare a proiectului.

Obligativitatea studentului constă în respectarea, în totalitate, a sarcinilor prevăzute pentru acordarea vizei. Sunt prevăzute şi măsurile ce se impun în cazul nerespectării prevederilor contractuale.

Exemplu de *Grafic de desfăşurare* a activităţilor legate de proiectul de an nr.1, mecanism şurub-piuliţă, este prezentat la sfârşitul capitolului.

1.3. BIBLIOGRAFIA

La întocmirea unui proiect, este necesar să se studieze bibliografia în domeniu. Pentru proiectul de an nr. 1, la disciplina Organe de maşini, care este primul proiect al studenţilor de la profilul tehnic, prezentul îndrumar de proiectare, ca şi precedentul [18], pun la dispoziţia studenţilor majoritatea elementelor necesare întocmirii proiectului.

Bibliografia care a stat, parţial, la baza realizării prezentului îndrumar şi care ar trebui consultată de studenţi este prezentată la sfârşitul capitolului.

1.4. MEMORIUL DE CALCUL

Memoriul de calcul trebuie să conţină, conform etapelor prevăzute în tema de proiectare, calculele de rezistenţă ale principalelor elemente componente ale cricului. Deşi este un proiect didactic, studenţilor li se cere să respecte toate regulile impuse întocmirii unui proiect autentic.

Modul de prezentare a capitolelor, subcapitolelor şi paragrafelor, a relaţiilor de calcul, a tabelelor şi a schiţelor este ilustrat prin prezentarea, în continuare, a modului de redactare a unui capitol din memoriul de calcul, capitol referitor la şurubul principal al unui cric cu dublă acţiune.

La sfârşitul memoriului de calcul se adaugă "Memoriu justificativ cu privire la alegerea materialelor, a semifabricatelor şi a soluţiilor constructive pentru principalele piese din componenţa mecanismului", "Norme de tehnica securităţii muncii" şi "Bibliografia".

Reguli mai amănunţite pentru întocmirea proiectului sunt prezentate în capitolul 2, iar pentru proiectarea asistată în capitolul 3.

EXEMPLU DE CALCUL

pentru şurubul principal al cricului cu dublă acţiune (Q = 25000 N)

2. CALCULUL ŞURUBULUI PRINCIPAL

2.1. Alegerea materialului

Se alege OL 60 STAS 500/2

2.2. Calculul de predimensionare

- Sarcina de calcul

  $Q_c = \beta\, Q = 1{,}3 \cdot 25000 = 32500$ N

  $\beta = 1{,}25 \ldots 1{,}3$ [5]

- Diametrul interior al filetului

$$d_3 = \sqrt{\frac{4Q_c}{\pi \sigma_{ac}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 32500}{3{,}14 \cdot 70}} = 24{,}3 \text{ mm};$$

$\sigma_{ac} = 60 \ldots 80$ MPa [5]

- Alegerea filetului standardizat

Se alege filet trapezoidal Tr 32x6 SR ISO 2904, cu principalele dimensiuni prezentate în fig. 2.1 şi tabelul 2.1.

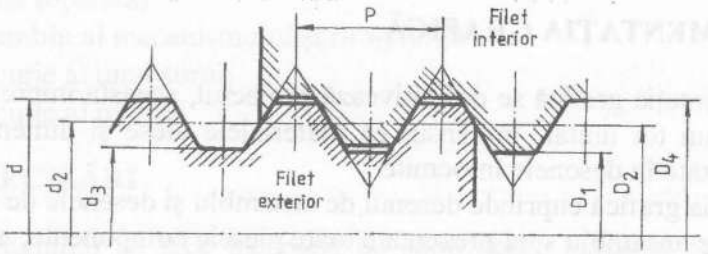


Fig. 2.1

Tabelul 2.1

Dimensiunile principale ale filetului

Diametrul nominal d, mm	Pasul P, mm	Diametrul mediu $d_2 = D_2$, mm	Diametrul exterior D_4, mm	Diametrul interior	
				d_3, mm	D_1, mm
32	6	29	33	25	26

2.3. Verificarea condiţiei de autofrânare

- Unghiul de înclinare al spirei filetului

$$\beta_2 = \operatorname{arctg}\frac{P}{\pi d_2} = \operatorname{arctg}\frac{6}{3{,}14 \cdot 29} = 3{,}77^0$$

- Unghiul aparent de frecare

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg}\frac{0{,}11}{\cos\frac{30^0}{2}} = 6{,}5^0$$

$\mu = 0{,}11 \ldots 0{,}12$ [2]

- Condiţia de autofrânare

$\beta_2 = 3{,}77^0 < \varphi' = 6{,}5^0$

2.4. Verificarea la solicitări compuse

- Momentul de torsiune care solicită şurubul

$$M_t = M_{ins\,I} = Q\frac{d_2}{2}\operatorname{tg}(\varphi' + \beta_2) = 25000\frac{29}{2}\operatorname{tg}(6{,}5 + 3{,}77) = 65682 \text{ Nmm}$$

- Tensiunea efectivă de compresiune

$$\sigma_c = \frac{4Q}{\pi d_3^2} = \frac{4 \cdot 25000}{3{,}14 \cdot 25^2} = 51 \text{ MPa}$$

- Tensiunea efectivă de torsiune

$$\tau_t = \frac{16 M_t}{\pi d_3^3} = \frac{16 \cdot 65682}{3{,}14 \cdot 25^3} = 22 \text{ MPa}$$

- Tensiunea echivalentă

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} = \sqrt{51^2 + 4 \cdot 22^2} = 67 \text{ MPa} < \sigma_{ac} = 70 \text{ MPa}$$

1.5. DOCUMENTAŢIA GRAFICĂ

Prin documentaţia grafică se definitivează proiectul, aceasta împreună cu memoriul de calcul formând un tot unitar, în sensul că materialele alese şi dimensiunile calculate se regăsesc în totalitate în desenele întocmite.

Documentaţia grafică cuprinde desenul de ansamblu şi desenele de execuţie.

În desenul de ansamblu sunt prezentate toate piesele componente, atât cele calculate cât şi cele standardizate, unele dintre ele fiind calculate la rezistenţă, dacă acestea definesc buna funcţionare a mecanismului.

Desenele de execuţie sunt întocmite doar pentru piesele nestandardizate, acestea conţinând cote, toleranţe la dimensiuni, abateri de formă şi de poziţie, rugozităţi, condiţii tehnice, materiale, tratamente, durităţi etc.

Detalii legate de realizarea desenului de ansamblu - prezentarea proiecţiilor, completarea indicatorului şi a tabelului de componenţă, indicarea caracteristicilor tehnice - şi a desenelor de execuţie sunt prezentate în capitolul 2.

1.6. CUPRINSUL

Cuprinsul, plasat de regulă înaintea memoriului de calcul, conţine toate etapele parcurse în memoriul de calcul - capitole, subcapitole, paragrafe - aranjate în ordinea rezolvării lor, precum şi paginile unde acestea se regăsesc în memoriul de calcul.

Cuprinsul dă posibilitatea beneficiarului să-şi facă o imagine clară asupra modului de abordare a problemelor luate în studiu.

La sfârşitul capitolului este prezentat *Cuprinsul* pentru un cric cu dublă acţiune, cu clichet orizontal. Titlurile şi subtitlurile de la metodologiile de proiectare prezentate în capitolul 5 pot servi pentru întocmirea cuprinsului oricărui mecanism şurub-piuliţă tratat în prezentul îndrumar.

1.7. ARANJAREA MATERIALELOR ÎN DOSARUL DE PREZENTARE A PROIECTULUI

Toate materialele executate în cadrul proiectului, atât partea scrisă cât şi desenele, sunt prinse într-un dosar, în ordinea prezentată în continuare.

- Coperta (conform modelului dat)
- Subcoperta (identică cu coperta)
- Tema de proiectare (conform modelului dat)
- Graficul de desfăşurare (conform modelului dat)
- Cuprinsul (conform modelului dat)
- MEMORIU DE CALCUL (pagină separată)
- Memoriul de calcul propriu-zis (notarea capitolelor, subcapitolelor şi paragrafelor se face conform modelului prezentat pentru cuprins şi exemplului de calcul)

- Memoriul justificativ
- Norme de tehnica securităţii muncii
- Bibliografia (conform modelului dat)
- DESENE (pagină separată)
- Desenul de ansamblu al mecanismului şurub-piuliţă
- Desenul de execuţie al unui şurub
- Desenul de execuţie al piuliţei

1.8. ALTE PRECIZĂRI

Numerotarea paginilor se face începând cu subcoperta, numărul paginii notându-se sus, deasupra textului, centrat. Pe subcopertă nu se scrie numărul paginii, acesta subînţelegându-se. Paginile despărţitoare (MEMORIU DE CALCUL, DESENE) nu se numerotează.

Toate recomandările de redactare şi prezentare a proiectului sunt valabile pentru orice proiect de an, indiferent de disciplină, precum şi pentru proiectele de diplomă.

1.9. SUSŢINEREA PROIECTULUI

Activitatea la *Proiectul de an nr.1 - mecanism şurub-piuliţă* - se încheie cu predarea proiectului şi susţinerea acestuia. La predarea proiectului, beneficiarul - cadrul didactic îndrumător - verifică, în prima fază, dacă proiectul a fost întocmit conform cerinţelor impuse prin tema de proiectare şi graficul de desfăşurare, adică dacă este complet.

Corectarea proiectului constă în verificarea modului de redactare a memoriului de calcul, în sensul respectării de către executant (student) a tuturor fazelor de întocmire, şi de prezentare a acestuia: respectarea ordinii calculelor, existenţa şi corectitudinea schemelor de calcul, modul de scriere a relaţiilor de calcul şi de prezentare a schiţelor şi a tabelelor, comentariile legate de rezultatele obţinute, adoptarea dimensiunilor constructive etc. La documentaţia grafică se verifică modul de întocmire a desenului de ansamblu şi a celor de execuţie, în sensul respectării regulilor specifice desenului tehnic, completarea corectă a indicatorului şi a tabelului de componenţă, notarea caracteristicilor tehnice, a condiţiilor tehnice, a tratamentului şi a durităţilor obţinute etc.

Susţinerea proiectului reprezintă faza în care executantul (studentul) trebuie să răspundă atât pentru proiectul prezentat cât şi la întrebări pe marginea acestuia, adresate de către beneficiar (cadrul didactic îndrumător), cu scopul de a testa gradul de pregătire al studentului. Calificativul acordat proiectului înglobează atât nota acordată acestuia cât şi calitatea răspunsurilor la întrebări.

Pentru edificarea studenţilor asupra întrebărilor la care trebuie să răspundă, se vor prezenta, în continuare, exemple de întrebări posibile.

■ Din domeniul ***Tehnologiei materialelor*** şi al ***Studiului metalelor***

- Ce reprezintă OL 37 ? (Explicare simbol)
- Ce reprezintă OLC 45 ? (Explicare simbol, tratamente ce se pot aplica şi ce se obţine în urma tratamentului)
- Ce reprezintă OLC 65 A ? La ce se foloseşte ?
- Ce reprezintă Fc 200 ?

- Ce reprezintă OLC 15 ? (Explicare simbol, tratamente ce se pot aplica şi ce se obţine în urma tratamentului)
- Cum se obţine semifabricatul pentru executarea şuruburilor ?
- Cum se obţine semifabricatul pentru corpul cricului telescopic sau cu dublă acţiune ?
- Din ce semifabricate se execută clichetul şi roata de clichet ?

■ Din domeniul ***Tehnologiei de prelucrare la rece***

- La ce folosesc găurile de centrare ?
- Pe ce maşini unelte se execută şuruburile de cric ?
- Prin ce procedeu tehnologic se execută filetul trapezoidal ?
- La ce foloseşte degajarea filetului ?
- De ce sunt necesare toleranţele la dimensiuni liniare ?
- De ce sunt necesare toleranţele de formă şi poziţie ?
- Care sunt bazele tehnologice pentru prelucrarea unui şurub de cric cu pârghii ?

■ Din domeniul ***Desenului tehnic***

- Ce trebuie să conţină un desen de ansamblu ?
- Ce trebuie să conţină desenele de execuţie ?
- Modul de înscriere pe desenul de execuţie a toleranţelor la dimensiuni liniare
- Modul de înscriere pe desenul de execuţie a toleranţelor de formă şi poziţie
- Modul de notare pe desenul de execuţie a stării suprafeţelor
- Modul de notare, în tabelul de componenţă, a pieselor standardizate
- Ce metode de cotare cunoaşteţi ?
- Cum se aleg bazele de cotare ?
- În ce constă metoda cotării mixte ?
- Ce conţin condiţiile tehnice ?

■ Din domeniul ***Rezistenţei materialelor***

- Care sunt solicitările simple şi cu ce relaţii se efectuează calculele la aceste solicitări ?
- Cum se adună tensiunile de tip σ-σ ? Dar cele de tip σ-τ ?
- Ce înseamnă compresiunea excentrică ?
- Ce reprezintă W_z ? Dar W_p ? În ce se măsoară ?
- Cum se determină modulele de rezistenţă pentru secţiuni compuse ?
- Când apare flambajul ? În ce categorie de calcule intră calculul la flambaj ?
- Care sunt domeniile de flambaj şi cu ce relaţii se efectuează calculul în fiecare domeniu ?

■ Din domeniul ***Organelor de maşini***

- Care sunt avantajele şi dezavantajele filetului trapezoidal ?
- Cum funcţionează cricul telescopic ? Dar cel cu dublă acţiune ?
- Cum funcţionează cricurile cu pârghii ?
- La ce solicitări sunt supuse şuruburile cricului telescopic ? Dar şurubul cricului cu pârghii ?

- La ce solicitări este supusă spira filetului ? Care din acestea este solicitarea principală ?
- Cu ce tip de grindă se asimilează spira filetului ? Ce formă geometrică are secţiunea de încastrare ?
- La ce solicitări este supus corpul cricurilor telescopice şi cu dublă acţiune ?
- La ce solicitări este supus dintele roţii de clichet ?
- Care este semnificaţia condiţiei de autofrânare ? Când este îndeplinită această condiţie ?
- Care sunt solicitările spirei arcului elicoidal cilindric de compresiune folosit la clichetul orizontal ? Care este solicitarea principală ? Care este cursa de lucru a acestui arc ?
- La ce moment este solicitată piuliţa fixă de la cricurile telescopice şi cu dublă acţiune ?
- La ce moment este solicitat ştiftul care împiedică rotirea piuliţei fixe în corpul cricurilor telescopice şi cu dublă acţiune ?
- Care sunt solicitările ştiftului care solidarizează cupa cricului cu dublă acţiune de capul şurubului principal ?
- Care dintre profilele pătrat şi hexagonal este adecvat pentru solidarizarea roţii de clichet de şurubul secundar al cricurilor telescopice şi cu dublă acţiune ? De ce ?
- La ce se calculează pârghiile cricurilor cu pârghii ?
- În funcţie de ce se aleg rulmenţii axiali de la cricurile cu pârghii cu o piuliţă ?
- Ce semnificaţie are grupa 6.8 de materiale pentru execuţia şuruburilor de fixare ?
- Cum se determină lungimea manivelei unui cric ?
- La ce solicitări este supus bolţul clichetului ?
- De ce la calculul şuruburilor cricurilor telescopice şi cu dublă acţiune se lucrează cu rezistenţe admisibile mai mici decât cele folosite la alte organe de maşini ?
- Valorile randamentelor şuruburilor de mişcare sunt mari, medii sau mici ? Ce se poate întreprinde pentru mărirea acestora ?
- Care este rolul dopului filetat de la capătul şurubului secundar (la cricurile telescopice şi cu dublă acţiune) ?
- Care este rolul şibei de la capătul şurubului principal (la cricurile telescopice şi cu dublă acţiune) ?
- Care este rolul bucşei striate de sub cupa cricului telescopic ?
- Ce rol are gaura de diametru d_0 executată la interiorul cupei cricului telescopic ?
- De ce se prelucrează canale pe suprafaţa cupei care vine în contact cu sarcina de ridicat ?

UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV
FACULTATEA DE INGINERIE TEHNOLOGICĂ
CATEDRA ORGANE DE MAŞINI, MECANISME ŞI ROBOTICĂ
DISCIPLINA ORGANE DE MAŞINI

PROIECT DE AN NR. 1

CRIC TELESCOPIC

STUDENT: .....
FACULTATEA: .....
SECŢIA: .....
ANUL: .....
GRUPA: .....

ÎNDRUMĂTOR DE PROIECT
Conf.dr.ing.....

ANUL UNIVERSITAR
.....

UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV
FACULTATEA DE INGINERIE TEHNOLOGICĂ
CATEDRA ORGANE DE MAŞINI, MECANISME ŞI ROBOTICĂ
DISCIPLINA ORGANE DE MAŞINI

Student(ă):.....
Facultatea:.....
Secţia:.....
Anul:.....
Grupa:.....

TEMA DE PROIECTARE
(Proiect de an nr. 1)

Să se proiecteze un mecanism şurub-piuliţă de tipul.....
.....

Date de proiectare

- Sarcina maximă de ridicat Q =.....N
- Înălţimea maximă de ridicat: H = ...mm

Proiectul va cuprinde:

A. MEMORIU DE CALCUL

1. Determinarea sarcinilor care încarcă elementele mecanismului şi a reacţiunilor din cuple *(inclusiv diagramele de distribuţie a forţelor şi momentelor pe elementele mecanismului)*
2. *Calculul şurubului (şuruburilor) de mişcare*
3. Calculul piuliţei (piuliţelor)
4. Calculul corpului (dimensiunile corpului se adoptă constructiv)
5. Calculul mecanismului de acţionare
6. Calculul cupei
7. Calculul randamentului
8. Memoriu justificativ cu privire la alegerea materialelor, a semifabricatelor şi a soluţiilor constructive pentru principalele piese din componenţa mecanismului (şurub, piuliţă, corp etc.)
9. Norme de tehnica securităţii muncii

B. DESENE

1. Desenul de ansamblu al mecanismului şurub-piuliţă (obligatoriu se va executa la scara 1:1)
2. Desenul de execuţie al unui şurub
3. Desenul de execuţie al piuliţei

Observaţii

1. Desenele se pot executa pe hârtie de desen (în creion sau tuş), pe calc (numai în tuş) sau combinat
2. Nu este permis ca desenele în ciornă să se execute pe hârtie milimetrică
3. Memoriul de calcul va fi redactat, în mod obligatoriu, pe un caiet tip studenţesc, pe o singură faţă, iar în final se va retranscrie pe coli format A4
4. Este obligatoriu ca studenţii să respecte toate recomandările cu privire la forma de redactare a proiectului.

Braşov, octombrie .....

ÎNDRUMĂTOR DE PROIECT
Conf.dr.ing.....

UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV
FACULTATEA DE INGINERIE TEHNOLOGICĂ
CATEDRA ORGANE DE MAŞINI, MECANISME ŞI ROBOTICĂ
DISCIPLINA ORGANE DE MAŞINI

Student(ă):.....
Facultatea:.....
Secţia:.....
Anul:.....
Grupa:.....

GRAFIC DE DESFĂŞURARE
a orelor la proiectul de an nr. 1, în sem. I al anului universitar .....

Nr. crt.	Perioada	Etape de lucru planificate	Vize obligatorii	
			Nr.vizei	Semnătura cadrului didactic
1.		• Darea temei, a graficului de desfăşurare şi a bibliografiei recomandate • Documentare		
2.		• Calculul unui mecanism şurub-piuliţă, cu indicarea modului de întocmire a memoriului de calcul (exemplu de calcul)		
3.		• Determinarea sarcinilor care încarcă elementele mecanismului • Calculul şurubului (şuruburilor) • Calculul piuliţei (piuliţelor) • Calculul corpului		
4.		• Calculul mecanismului de acţionare cu clichet şi roată de clichet • Începerea desenului de ansamblu	I	
5.		• Calculul cupei • Calculul randamentului • Definitivarea desenului de ansamblu • Memoriu justificativ • Norme de tehnica securităţii muncii	II	
6.		• Desene de execuţie pentru elementele indicate în tema de proiectare	III	
7.		• Verificarea, analiza şi notarea proiectului		

Observaţii

1. Predarea proiectului se poate face numai dacă graficul de desfăşurare conţine vizele obligatorii Singura evidenţă a lucrului la proiect este ţinută prin acest grafic
2. Vizele se dau numai în orele de proiect planificate, frecvenţa la aceste ore fiind obligatorie
3. Studenţii care încearcă amânarea executării proiectului pentru toamnă o vor face pe propria răspundere, în situaţii limită putându-se schimba tema de proiectare
4. Termenul limită de predare al proiectului:.....

Braşov, octombrie .....

ÎNDRUMĂTOR DE PROIECT
Conf.dr.ing.....

CUPRINS

■ MEMORIU DE CALCUL

1. STABILIREA SARCINILOR CARE ÎNCARCĂ ELEMENTELE CRICULUI
2. CALCULUL ŞURUBULUI PRINCIPAL 5
   2.1. Alegerea materialului 5
   2.2. Calculul de predimensionare 5
   2.3. Verificarea condiţiei de autofrânare 6
   2.4. Verificarea la solicitări compuse 6
   2.5. Verificarea la flambaj 7
3. CALCULUL ŞURUBULUI SECUNDAR 9
   3.1. Alegerea materialului 9
   3.2. Calculul numărului de spire ale piuliţei şurubului principal 9
   3.3. Alegerea filetului exterior 10
   3.4. Verificarea condiţiei de autofrânare 10
   3.5. Verificarea la solicitări compuse 10
4. CALCULUL PIULIŢEI FIXE 11
   4.1. Alegerea materialului 11
   4.2. Calculul numărului de spire 11
   4.3. Verificarea spirei la solicitări 12
   4.4. Alegerea dimensiunilor piuliţei 12
   4.5. Verificarea piuliţei la solicitări compuse 13
   4.6. Verificarea gulerului la solicitări 13
   4.7. Alegerea şi verificarea ştiftului filetat care fixează piuliţa în corpul cricului 14
5. CALCULUL CORPULUI 14
6. CALCULUL CUPEI 15
7. CALCULUL MECANISMULUI DE ACŢIONARE 17
   7.1. Calculul lungimii manivelei 17
   7.2. Calculul prelungitorului 17
   7.3. Calculul roţii de clichet 19
      7.3.1. Alegerea materialului 19
      7.3.2. Alegerea dimensiunilor 19
      7.3.3. Verificarea dinţilor roţii de clichet la solicitări 20
   7.4. Calculul clichetului 21
      7.4.1. Alegerea materialului 21
      7.4.2. Alegerea dimensiunilor 21
      7.4.3. Verificarea clichetului orizontal la compresiune excentrică 22
   7.5. Calculul manivelei propriu-zisă 22
      7.5.1. Alegerea materialului 22
      7.5.2. Alegerea dimensiunilor 23
      7.5.3. Verificarea manivelei la solicitări 23

7.6. Calculul bolţului clichetului 23
7.6.1. Alegerea materialului 23
7.6.2. Verificarea bolţului la solicitări 24
7.7. Calculul arcului cilindric elicoidal de compresiune care menţine clichetul orizontal în contact cu dintele roţii de clichet 25
8. CALCULUL RANDAMENTULUI 27
9. MEMORIU JUSTIFICATIV CU PRIVIRE LA ALEGEREA MATERIALELOR, SEMIFABRICATELOR ŞI A SOLUŢIILOR CONSTRUCTIVE PENTRU PRINCIPALELE PIESE DIN COMPONENŢA MECANISMULUI 28
10. NORME DE TEHNICA SECURITĂŢII MUNCII 31
BIBLIOGRAFIE 31

■ DESENE

- Desenul de ansamblu al mecanismului şurub-piuliţă
- Desenul de execuţie al şurubului principal
- Desenul de execuţie al piuliţei fixe

BIBLIOGRAFIE
(Proiect de an nr. 1)

1. ALEXANDRU, P. ş.a. Mecanisme, vol. II. Universitatea din Braşov, 1984.
2. DRĂGHICI, I. ş.a. Îndrumar de proiectare în construcţia de maşini, vol. I. Bucureşti, Editura Tehnică, 1981.
3. DRĂGHICI, I. ş.a. Organe de maşini. Culegere de probleme. Bucureşti, Editura Didactică şi Pedagogică, 1980.
4. DRĂGHICI, I. ş.a. Organe de maşini, vol. I. Universitatea din Braşov, 1981.
5. GAFIŢANU, M. ş.a. Organe de maşini, vol. I. Bucureşti, Editura Tehnică, 1981.
6. JULA, A. ş.a. Mecanisme şurub-piuliţă. Îndrumar de proiectare. Braşov, Editura Lux Libris, 2000.
7. JULA, A. ş.a. Organe de maşini, vol. I. Universitatea din Braşov, 1986.
8. Culegere de norme şi extrase din standarde pentru proiectarea elementelor componente ale maşinilor, vol. I şi II. Universitatea din Braşov, 1984.

2. CONSIDERAŢII PRIVIND PROIECTAREA ÎN CONSTRUCŢIA DE MAŞINI

Proiectarea este una din etapele parcurse în realizarea unui produs în construcţia de maşini, etapă în care, pe baza calculelor inginereşti, este elaborată imaginea grafică a viitorului produs, împreună cu toate detaliile şi condiţiile tehnice necesare fabricaţiei şi exploatării acestuia. Cu alte cuvinte, proiectarea este un act de creaţie, desemnând o activitate tehnică, desfăşurată în scop productiv şi care urmăreşte furnizarea tuturor datelor necesare transpunerii în practică, cu mijloace materiale şi financiare corelate, a unei teme sau a unei idei [16].

În concepţie globală, activitatea de proiectare, denumită în sens larg "*Proiectare totală*", este definită ca acea activitate sistematică necesară care începe cu descoperirea lipsurilor de pe piaţă şi se desfăşoară până la vânzarea produsului care să satisfacă aceste nevoi [36, 38]. Conform acestui concept, activitatea de proiectare trebuie să cuprindă: cercetarea pieţei în vederea descoperirii lipsurilor, elaborarea specificaţiilor de proiectare, elaborarea conceptului (soluţia de principiu), proiectarea detaliilor, proiectarea fabricaţiei şi proiectarea desfacerii.

În construcţia de maşini, proiectarea presupune rezolvarea a două probleme principale: proiectarea ansamblului şi proiectarea organelor de maşini componente.

Proiectul constituie rezultatul activităţii de proiectare şi reprezintă o lucrare tehnică, sub forma unei documentaţii tehnice, întocmită în scop productiv şi care cuprinde toate calculele, desenele, condiţiile tehnice, recomandările şi instrucţiunile necesare pentru executarea şi exploatarea unui sistem tehnic [16].

2.1. ETAPELE DE LUCRU ÎN PROIECTARE

- ***Însuşirea temei de proiectare.*** Tema de proiectare este lansată de către beneficiar şi reprezintă o înşiruire de date, cerinţe şi condiţii tehnice care constituie performanţele impuse viitorului produs. Proiectantul, potrivit propriei sale viziuni, va aduce completări şi modificări temei primite. Tema rezultată, însuşită de ambele părţi, devine documentul pe baza căruia se va realiza şi omologa viitorul produs.
- ***Documentarea.*** Etapa de documentare are ca scop procurarea tuturor datelor care ar putea fi folosite în rezolvarea temei. Documentarea vizează două aspecte: analiza factorilor care condiţionează realizarea produsului şi studiul datelor din literatura de specialitate.

Factorii care condiţionează realizarea produsului sunt: condiţiile în care va funcţiona şi va fi exploatat produsul; condiţiile de fabricaţie oferite de executant; oferta pieţei privind componentele tipizate, posibil a fi incluse în viitorul produs; nivelul calitativ al produselor similare (pe plan naţional şi internaţional).

Prin studiul datelor oferite de literatura de specialitate, sunt obţinute informaţiile necesare în rezolvarea temei. Sursele uzuale de documentare sunt: bibliografia (cărţi, reviste,

prospecte, cataloage, norme, standarde, brevete de invenţii şi inovaţii); proiectele asemănătoare existente, chiar dacă acestea conţin doar ansamble, subansamble sau organe de maşini posibil a fi utilizate la proiectarea noului produs; vizitele de documentare la firme care execută produse asemănătoare cu cel ce urmează a fi proiectat; discuţii cu specialişti în domeniu.

Printr-o corectă documentare se evită, în mare măsură, redescoperirea unor soluţii deja cunoscute şi se reduce volumul muncii de proiectare.

- ***Proiectarea ansamblelor*** componente ale viitorului produs.
- ***Proiectarea organelor de maşini*** care alcătuiesc ansamblele produsului.
- ***Elaborarea documentaţiei tehnice*** a produsului, în forma sa originală, şi executarea copiilor necesare.
- ***Avizarea proiectului***, atât la executant cât şi la beneficiar.

2.2. CONŢINUTUL DOCUMENTAŢIEI TEHNICE DE PROIECTARE

În conformitate cu prevederile STAS 6269, documentaţia tehnică de proiectare a unui produs, în construcţia de maşini, cuprinde o parte scrisă şi una grafică.

- ***Partea scrisă a documentaţiei*** este alcătuită din: memoriul tehnic, caietul de sarcini şi cartea tehnică.

Memoriul tehnic justifică principalele decizii luate în legătură cu: soluţiile adoptate (funcţionale, constructive şi tehnologice); stabilirea dimensiunilor, pe baza calculelor şi a alegerii constructive, precum şi verificarea acestora; materialele utilizate; instrucţiunile privind execuţia, montajul, exploatarea, întreţinerea şi repararea viitorului produs; instrucţiunile privind securitatea muncii. În memoriu se anexează tema de proiectare, lista pieselor de primă uzură, listele echipamentelor tipizate (mecanice, electrice, hidraulice etc.), borderoul părţii desenate, lista de semnături a factorilor de răspundere.

Caietul de sarcini cuprinde lista părţilor componente ale produsului şi lista parametrilor pe care atât ansamblul cât şi părţile sale componente trebuie să îi atingă în exploatare, împreună cu măsurile care trebuie luate - în timpul execuţiei, montajului şi punerii în funcţiune - pentru realizarea respectivilor parametri.

Cartea (notiţa) tehnică descrie, cu mijloace şi în limbaj accesibil utilizatorului, componenţa, funcţionarea, montajul, exploatarea, modul de întreţinere şi reparare a produsului.

Partea grafică a documentaţiei conţine:

- desenul ansamblului general şi de amplasare a acestuia;
- desenele ansamblelor componente;
- desenele subansamblelor;
- desenele de execuţie ale elementelor din componenţa subansamblelor;
- schemele sistemelor cu funcţii corelate (hidraulice, pneumatice, electrice, electronice etc.);
- schemele de prindere în vederea ridicării şi transportului.

2.3. PROIECTAREA ANSAMBLELOR DE ORGANE DE MAŞINI

Ansamblele reprezintă unităţi distincte din punct de vedere constructiv şi funcţional, alcătuite din grupuri de mecanisme, cu rol bine determinat în cadrul sistemului tehnic din

care fac parte. Din punct de vedere al proiectării, ansamblul poate fi considerat: o mașină sau un utilaj, care intră în componența unui agregat sau a unei instalații tehnologice; un motor, o transmisie sau un mecanism, care intră în componența unei mașini sau a unui utilaj.

Una din principalele tendințe în proiectarea ansamblelor o constituie folosirea pe scară largă a elementelor tipizate, asigurându-se în acest fel importante avantaje atât la proiectare cât și la execuție sau reparație.

2.3.1. Etapele proiectării ansamblului

- ***Stabilirea caracteristicilor tehnice*** necesare ale ansamblului, ținând seama de destinația acestuia. Pe baza datelor oferite de tema de proiectare sau a celor alese, se stabilesc: gabaritul, forțele și momentele rezistente, vitezele și turațiile elementelor de ieșire, limitele minime ale randamentului.
- ***Stabilirea sistemelor de antrenare*** și a caracteristicilor acestora.
- ***Stabilirea schemelor ansamblului.*** La proiectarea unui ansamblu nu se poate realiza direct un desen al acestuia. Apropierea de scopul final al proiectării este posibilă prin elaborarea succesivă de scheme din ce în ce mai dezvoltate. Pornind de la o schemă funcțională simplă, se ajunge la schema structurală, apoi la schema cinematică, pe baza căreia - prin intermediul schemei constructive - se poate elabora desenul de ansamblu.
- ***Stabilirea încărcărilor*** diferitelor organe de mașini al căror rol este determinant în realizarea ansamblului.
- ***Împărțirea ansamblului*** pe subansamble și părți componente.
- ***Alegerea componentelor tipizate*** care pot fi incluse în construcția ansamblului.
- ***Dimensionarea organelor de mașini*** principale, pe baza încărcărilor determinate pentru fiecare dintre ele.
- ***Stabilirea variantelor constructive.*** Pornindu-se de la schemele structurale, cinematice și constructive, după alegerea componentelor tipizate și dimensionarea organelor de mașini principale, se întocmesc, de obicei, mai multe varinate constructive ale ansamblului, pentru care se determină indicatorii tehnico-economici (performanțe funcționale, consumuri de materiale și energie, costuri etc.).
- ***Stabilirea variantei acceptate***, după analiza indicatorilor tehnico-economici pentru variantele constructive întocmite anterior și luarea în considerare a punctelor de vedere ale beneficiarului și executantului și realizarea corecțiilor cerute de către aceștia.
- ***Întocmirea proiectului de execuție***, prin detalierea variantei constructive acceptate și proiectarea organelor de mașini componente.
- ***Includerea în ansamblul general***, prin stabilirea detaliilor de legătură.

2.3.2. Întocmirea desenului de ansamblu

Desenul de ansamblu constă în reprezentarea grafică a unui dispozitiv, a unui aparat, a unei instalații etc., cu toate elementele componente dispuse la locul în care acestea funcționează.

Scopul desenului de ansamblu este să redea poziția reciprocă a elementelor componente și să ofere atât posibilitatea înțelegerii funcționării ansamblului reprezentat cât și succesiunea de montaj a elementelor care compun ansamblul.

În desenul de ansamblu nu este obligatoriu ca elementele componente să fie determinate complet, nici ca formă şi nici ca dimensiune. Din acest motiv, desenul de ansamblu nu poate constitui o documentaţie tehnică pentru executarea elementelor componente. Desenele de ansamblu se execută în conformitate cu prescripţiile cuprinse în STAS 6134.

2.3.2.1. Reguli de reprezentare în desenul de ansamblu

- Desenul de ansamblu se execută cu respectarea normelor generale de reprezentare în desenul tehnic (dispunerea proiecţiilor, reguli de reprezentare a vederilor şi secţiunilor, tipuri de linii utilizate în desenul tehnic etc.).
- Un desen de ansamblu trebuie ca printr-un număr minim de proiecţii (vederi sau secţiuni) să ofere posibilitatea înţelegerii depline a funcţionării ansamblului, să prezinte clar poziţia relativă a tuturor elementelor componente şi să permită poziţionarea acestora.
- În proiecţie principală, ansamblul se reprezintă în poziţia de funcţionare.
- În cazul asamblării a două elemente (în general, de tip arbore-butuc) între care există un joc rezultat din dimensiuni nominale diferite, aceste elemente se reprezintă cu linii de contur distincte, corespunzătoare fiecărui element component (fig. 2.1, a); dacă asamblarea se realizează fără joc sau jocul rezultă din abateri ale aceleiaşi cote nominale, zona de contact dintre cele două elemente se reprezintă printr-o singură linie de contur (fig. 2.1, b).

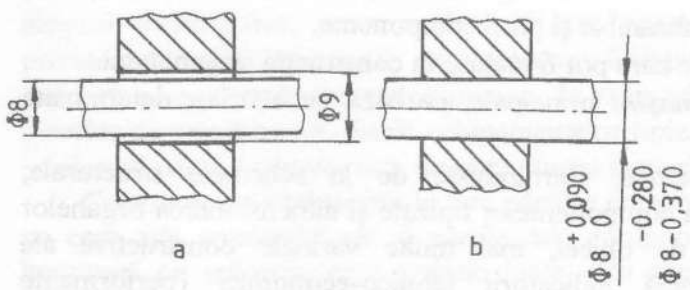


Fig. 2.1

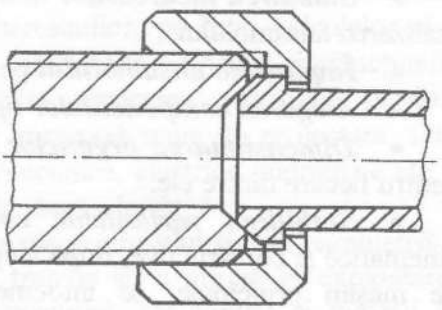


Fig. 2.2

- Reperele alăturate, reprezentate în secţiune, se haşurează în direcţii diferite sau cu distanţă diferită între liniile de haşur (fig. 2.2); pentru unul şi acelaşi reper, care apare în mai multe secţiuni, haşurul este identic.
- Elementele de fixare (şuruburi, piuliţe, şaibe) se reprezintă numai în vedere (fig. 2.3).
- Asamblările filetate sunt astfel reprezentate încât înşurubarea să nu fie realizată până la refuz, existând zone filetate neutilizate, prin care se oferă posibilitatea unei strângeri suplimentare (v. fig. 2.3); excepţie de la această regulă fac asamblările cu prezon (fig. 2.4).
- Dacă este necesară reprezentarea unor elemente acoperite, unele piese se pot considera în mod convenţional îndepărtate, menţionându-se pe desen această convenţie (fig. 2.5 şi STAS 6134).
- Capetele hexagonale ale şuruburilor şi piuliţele hexagonale se reprezintă, în proiecţia principală a desenului de ansamblu, astfel încât acestea să prezinte trei feţe ale prismei hexagonale (v. fig. 2.3, fig. 2.4 şi fig. 2.5), iar în celelalte proiecţii numai două feţe.

• Elementele dintr-un ansamblu, care se deplasează în timpul funcționării, se reprezintă în două poziții extreme: în poziția inițială, având conturul trasat cu linie continuă groasă și în poziția limită opusă, având conturul trasat cu linie - două puncte subțire. Aceste elemente pot fi reprezentate și numai într-una din poziții, înscriind pe o aceeași linie de cotă cele două valori limită ale dimensiunii de gabarit (v. fig. 2.5).

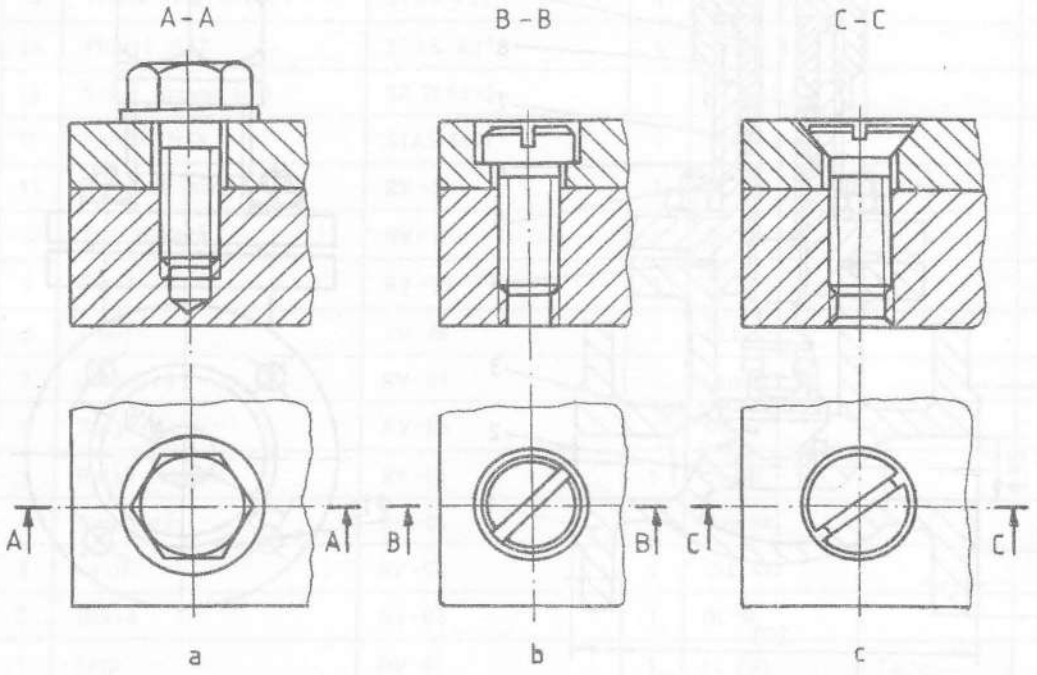


Fig. 2.3

• Piesele care nu aparțin ansamblului reprezentat ci unui ansamblu învecinat se reprezintă cu linie subțire.

2.3.2.2. Poziționarea elementelor componente ale ansamblului

Fiecare element component al unui ansamblu se notează cu un număr de poziție, ce corespunde numărului din tabelul de componență al desenului de ansamblu, respectându-se regulile prezentate în continuare.

• Numerele de poziție se înscriu la capătul unor linii de indicație, trasate cu linie continuă subțire, celălalt capăt al liniei terminându-se cu un punct, situat pe suprafața din desen a elementului poziționat (v. fig. 2.3 și fig. 2.5).

• Liniile de indicație se trasează înclinat și în așa fel încât să nu se confunde cu alte linii (de contur, axe de simetrie, linii de haşur, elemente de cotare). Nu se admite ca liniile de indicație să fie paralele sau să se intersecteze.

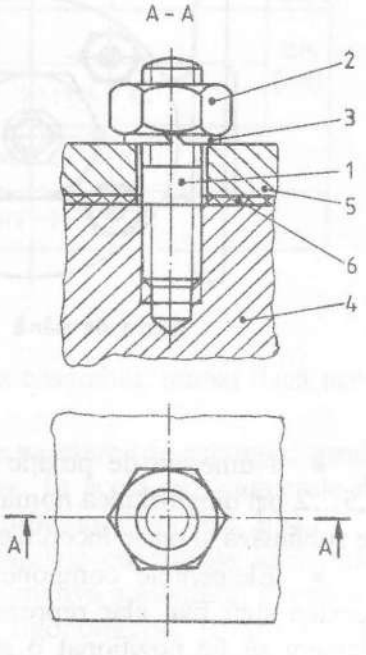


Fig. 2.4

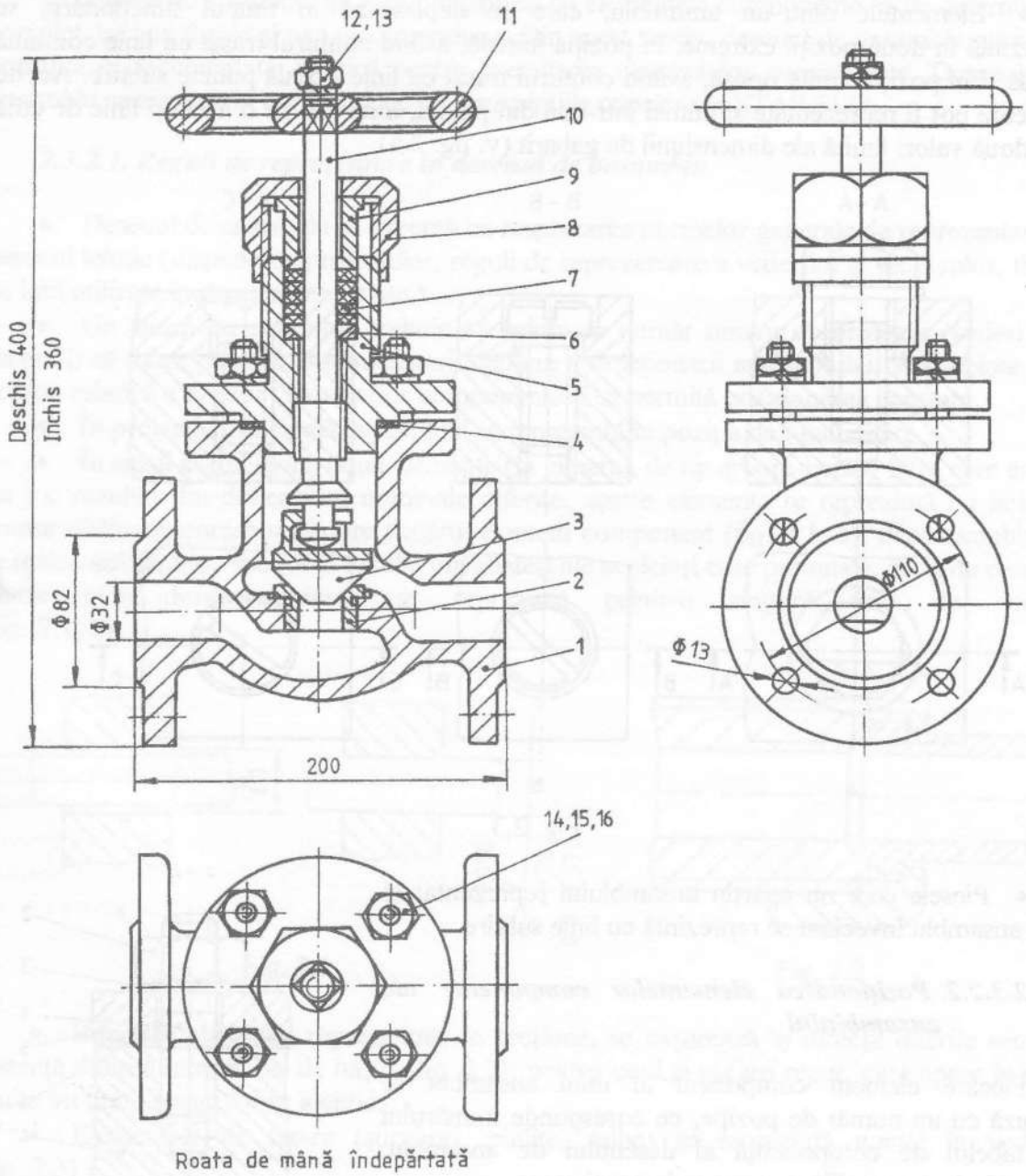


Fig. 2.5, a

- Numerele de poziţie se înscriu în afara proiecţiilor, cu dimensiunea nominală de 1,5...2 ori dimensiunea nominală de înscriere a cotelor de pe desen. Numerele de poziţie nu se subliniază şi nu se încercuiesc.
- Elementele componente ale unui ansamblu se poziţionează în proiecţia în care acestea sunt mai clar reprezentate şi pot fi identificate cu uşurinţă. Se recomandă ca un element să fie poziţionat o singură dată, iar elementele identice, din acelaşi desen, să fie poziţionate cu acelaşi număr. Se admite înscrierea numărului de poziţie pentru acelaşi

Poz.	Denumirea	Număr de desen sau STAS	Buc.	Material	Observații	Masa Kg/buc.
16	Saibă Grower N12	SR 7666-2	4	OLC 55A		
15	Prezon M12/45/16T	STAS 4551	4	grupa 6.8		
14	Piuliță M12	STAS 4071	4	grupa 8		
13	Saibă Grower N16	SR 7666-2	1	OLC 55A		
12	Piuliță M16	STAS 4071	1	grupa 8		
11	Roată de mână	RV-11	1	Fc 200	Turnat	
10	Tijă filetată	RV-10	1	OL 50		
9	Bucsă	RV-09	1	OL 50		
8	Piuliță	RV-08	1	OLC 45		
7	Garnitură	RV-07	5	Cauciuc		
6	Bucșă	RV-06	1	OL 50		
5	Bucșă filetată	RV-05	1	OL 50		
4	Garnitură	RV-04	1	Cauciuc		
3	Ventil	RV-03	1	OLC 45		
2	Bucsă	RV-02	1	OL 50		
1	Corp	RV-01	1	Fc 200	Turnat	

Proiectat	Ionescu E.	1:1			U.M. [mm]
Desenat	Voicu L.				
Verificat	Radu M.			A1 (594 x 841)	
Aprobat	Tomoiu E.	Data : 20.12.1998			
Planșa nr.	UNIVERSITATEA „TRANSILVANIA" DIN BRASOV Catedra : O.M.M.R.		ROBINET CU VENTIL RV-00		

Fig. 2.5, b

element de mai multe ori, în proiecții diferite ale desenului de ansamblu, numai dacă acest lucru contribuie la o mai bună înțelegere a desenului.

- Elementele dintr-un ansamblu destinate aceluiași loc de montare (de exemplu: șurub, șaibă, piuliță) pot fi poziționate cu o singură linie de indicație. În acest caz, numerele de poziție se înscriu pe orizontală, în ordine crescătoare, separate prin virgule (v. fig. 2.5).
- Numerele de poziție se înscriu pe linii și coloane paralele cu laturile formatului (v. fig. 2.5), într-unul din următoarele moduri: în ordinea aproximativă a montării; în ordinea succesiunii numerelor de poziție, în sens orar sau în sens trigonometric, pentru fiecare proiecție în parte. Pe același desen de ansamblu numerele de poziție se înscriu numai într-unul din modurile prezentate.

2.3.2.3. Cotarea desenelor de ansamblu

Pe desenul de ansamblu se cotează:

- dimensiunile de gabarit;
- dimensiunile elementelor de legătură cu organe de maşini, subansamble sau ansamble învecinate;
- dimensiunile care se realizează la montaj;
- poziţiile extreme ale elementelor care se deplasează în timpul funcţionării ansamblului;
- alte dimensiuni necesare.

2.3.2.4. Tabelul de componenţă

Acest tabel serveşte la identificarea elementelor ansamblului reprezentat. Tabelul de componenţă se aşează deasupra indicatorului, lipit de acesta şi de chenarul formatului (v. fig. 2.5, b şi fig. 2.6, a).

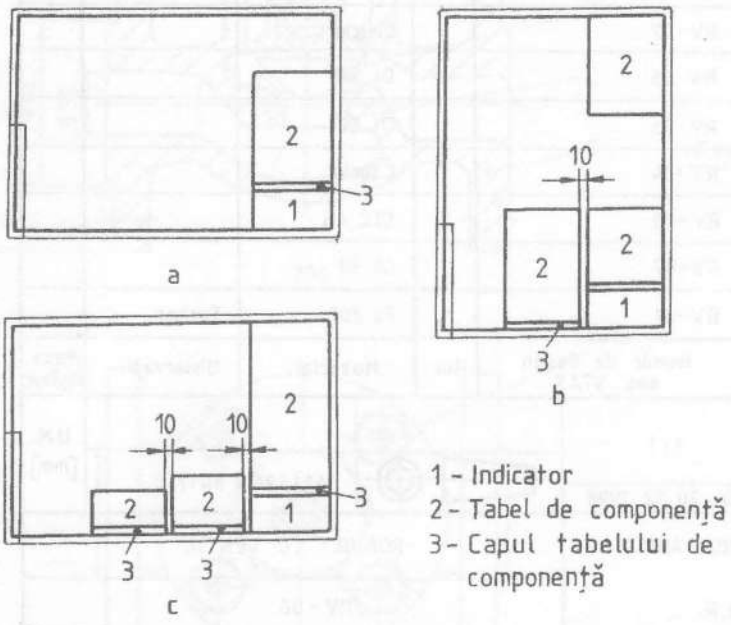


Fig. 2.6

Când este necesară întreruperea tabelului de componenţă, din cauza reprezentărilor de pe desen, acesta poate fi continuat deasupra reprezentării, fără repetarea titlurilor coloanelor (fig. 2.6, b), sau în stânga indicatorului, repetându-se în acest caz titlurile coloanelor (fig. 2.6, b şi c). Acest tabel se completează de jos în sus.

Modul de completare a rubricilor tabelului de componenţă este exemplificat în fig. 2.7.

7	5	Şurub M6×20	STAS 4272	12	grupa 8.8	–	
7	4	Rulment NJ 2308	STAS 3043	2	–	–	
7	3	Capac	2P41-02-03	2	OL 37	–	
7	2	Roată dinţată	2P41-02-02	1	41MoC11	–	
8	1	Carcasă	2P41-02-01	1	FC200	Turnat	
	Poz.	Denumirea	Nr. desen sau STAS	Buc.	Material	Observaţii	Masa netă Kg/buc.
	10	50	45	10	30	25	10
			180				

Fig. 2.7

Pentru componentele standardizate ale ansamblului, în coloana a doua se trece denumirea, conform standardului, iar în coloana a treia a tabelului se înscrie numărul standardului referitor la reprezentarea și dimensiunile acestor componente.

În coloana rezervată observațiilor, se înscriu datele suplimentare referitoare la dimensiunile semifabricatului și a modului de obținere a acestuia. Completarea rubricii referitoare la masa netă a componentelor este facultativă.

Recomandări privind execuția și completarea indicatorului sunt prezentate în fig. 2.8 (v. și cap. 6).

2.3.2.5. Etapele întocmirii desenului de ansamblu

La întocmirea desenului de ansamblu sunt parcurse etapele prezentate în continuare.

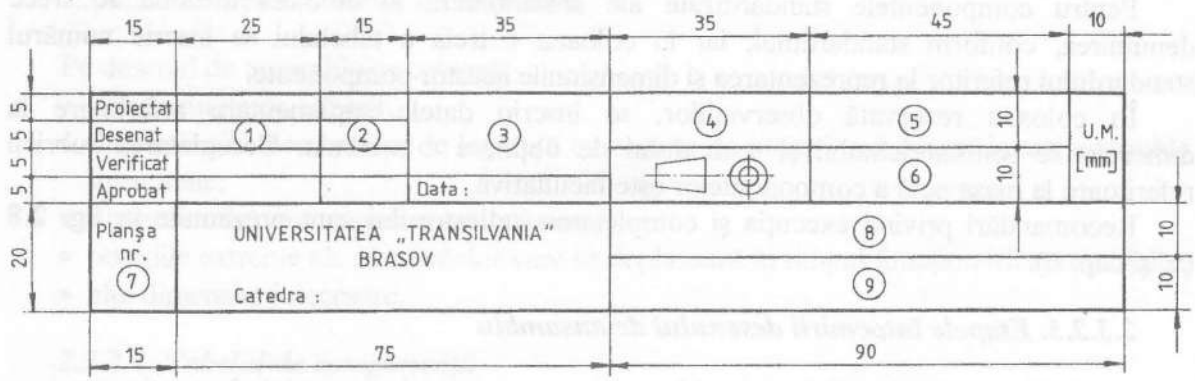
- ***Stabilirea poziției de reprezentare***, în funcție de poziția de funcționare a ansamblului.
- ***Stabilirea proiecției principale***, astfel încât aceasta să ofere cele mai multe informații asupra funcționării și componenței ansamblului.
- ***Stabilirea numărului minim necesar de proiecții***, astfel încât: modul de funcționare a ansamblului să fie complet definit; să reiasă poziția relativă a tuturor elementelor componente; să fie posibilă poziționarea tuturor componentelor; să poată fi înscrise toate cotele necesare desenului de ansamblu.
- ***Alegerea formatului***, în funcție de dimensiunile proiecțiilor necesare, de posibilitatea poziționării elementelor componente și de dimensiunile tabelului de componență.
- ***Reprezentarea proiecțiilor***. Se recomandă reprezentarea în paralel a proiecțiilor considerate ca fiind esențiale din punct de vedere al cuprinderii formei elementelor componente și al spațiului în care acestea funcționează. Reprezentarea trebuie să înceapă cu proiecțiile reperelor care îndeplinesc un rol important în funcționarea ansamblului, continuându-se apoi cu cele care servesc pentru fixare, susținere, protecție etc. Se reprezintă, mai întâi, piesele cuprinse (în general, piesele centrale) și apoi cele cuprinzătoare, care sunt parțial acoperite de primele.
- ***Înscrierea cotelor***.
- ***Poziționarea elementelor componente***.
- ***Completarea indicatorului (SR ISO 7200), tabelului de componență și a altor notații necesare***.

2.4. PROIECTAREA ORGANELOR DE MAȘINI

Corecta proiectare a organelor de mașini conduce la o proiectare corespunzătoare a ansamblului din care acestea fac parte. Organele de mașini pot fi proiectate independent, după metodologii specifice.

2.4.1. Etapele proiectării organelor de mașini

Proiectarea organelor de mașini presupune parcurgerea mai multor etape de lucru interdependente, prezentate în continuare.



Recomandări privind completarea indicatorului

Nr. rubrică	Conţinutul rubricilor
1	Numele şi prenumele persoanelor responsabile
2	Semnături
3	Scara (scările) de reprezentare
4	Rugozităţile suprafeţelor
5	Materialul piesei
6	Formatul planşei
7	Numărul planşei. Rubrica se completează numai în cazul în care desenul este executat pe mai multe planse
8	Denumirea desenului
9	Numărul desenului

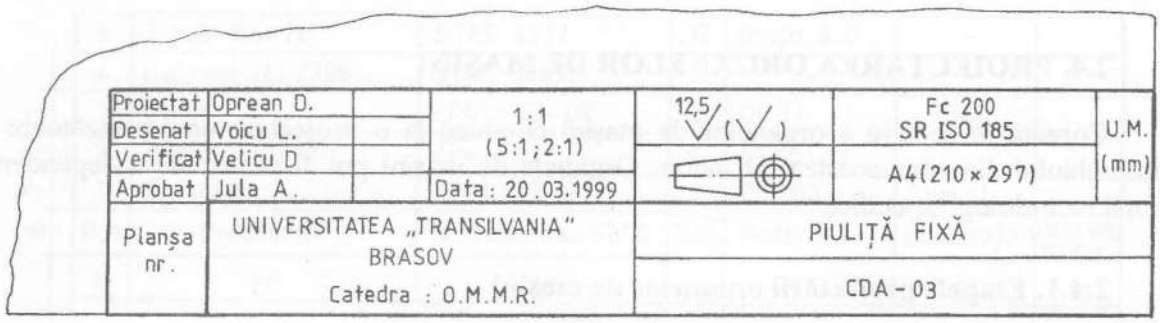


Fig. 2.8

- ***Întocmirea schemei de calcul***, prin reprezentarea simplificată a formei geometrice a organului de mașină, adoptarea ipotezelor simplificatoare și concentrarea sarcinilor.
- ***Determinarea încărcărilor***, stabilirea secțiunilor periculoase, a sarcinilor care acționează în aceste secțiuni și a solicitărilor pe care le produc.
- ***Alegerea materialului***, a coeficienților de siguranță și stabilirea rezistențelor admisibile.
- ***Calculul de determinare a dimensiunilor caracteristice (predimensionarea)***, prin considerarea acoperitoare a rezistențelor admisibile.
- ***Întocmirea desenului la scară*** a organului de mașină, pe baza predimensionării și a proiectării formei.
- ***Efectuarea calculelor de verificare***, prin determinarea tensiunilor reale, în toate secțiunile periculoase ale organului de mașină.
- ***Definitivarea desenului de execuție***, prin înscrierea toleranțelor la dimensiuni, a abaterilor de formă și poziție ale suprafețelor care condiționează montajul și corecta funcționare a organului de mașină și a rugozității tuturor suprafețelor, completarea indicatorului, înscrierea condițiilor tehnice și a tratamentelor.

2.4.2. Întocmirea desenelor de execuție

Desenul de execuție este un desen la scară, care servește ca documentație tehnică necesară la execuția organului de mașină reprezentat, cuprinzând toate datele necesare în acest scop. În afara regulilor cu caracter general, întocmirea desenelor de execuție se bazează și pe o serie de norme rezultate în urma unei îndelungate practici în proiectare.

2.4.2.1. Etapele premergătoare întocmirii desenului de execuție

- ***Identificarea piesei***. În această etapă se observă poziția de funcționare, se stabilește rolul funcțional în ansamblul din care face parte, modul de asamblare și se precizează denumirea piesei. Frecvent, denumirea piesei rezultă din rolul funcțional al acesteia. Observarea poziției de funcționare în cadrul ansamblului este necesară în vederea stabilirii poziției de reprezentare a piesei în proiecția principală. Modul de asamblare determină atât câmpurile de toleranțe ce trebuie înscrise cât și calitatea suprafețelor în contact și unele elemente ale formei acestora.
- ***Studiul formei***. Forma geometrică principală a oricărei piese este alcătuită din mai multe corpuri geometrice simple (prisme, piramide, cilindri, conuri, sfere etc.), dispuse în diferite poziții reciproce. Pentru ca piesa să corespundă condițiilor de funcționare, forma geometrică principală a acesteia trebuie completată cu anumite forme auxiliare (canale de pană, caneluri, degajări, filete etc.), obținându-se forma funcțională. În afara condițiilor de funcționare, forma unei piese trebuie să corespundă atât unui montaj axial corespunzător cât și procedeelor tehnologice utilizate în vederea executării acesteia. Forma finală, obținută în urma completărilor aduse formei funcționale cu formele condiționate de procesul tehnologic de prelucrare, poartă denumirea de formă constructivă tehnologică.
- ***Analiza tehnologică*** a piesei constă în stabilirea materialului din care urmează să fie executată piesa, a procesului tehnologic de fabricație, a poziției de prelucrare și a calității suprafețelor.

- ***Stabilirea poziţiei de reprezentare a piesei în proiecţia principală*** se bazează pe recomandările cuprinse în ISO 128. Poziţia de reprezentare în proiecţia principală se alege astfel încât în această proiecţie să apară cele mai multe detalii ale formei. În proiecţia principală, poziţia de reprezentare a piesei trebuie, în general, să corespundă poziţiei de funcţionare în ansamblul din care face parte. Excepţie de la această regulă fac piesele cu forme de revoluţie (şuruburi, arbori, roţi de transmisie etc.), care în proiecţia principală se reprezintă cu axa longitudinală de simetrie dispusă orizontal. Proiecţia principală a unei piese poate fi o vedere sau o secţiune.
- ***Stabilirea numărului de proiecţii*** necesare pentru reprezentarea unei piese şi dispunerea acestora în cadrul formatului se realizează în conformitate cu prevederile cuprinse în ISO 128, ţinând seama de următoarele recomandări: numărul de proiecţii necesar pentru reprezentarea unei piese este determinat de complexitatea formei acesteia, urmărindu-se ca piesa să fie complet determinată şi să se poată înscrie toate cotele care definesc formele geometrice componente; numărul de proiecţii necesar pentru obţinerea unei imagini complete şi clare a piesei trebuie să fie minim.

2.4.2.2. Etapele întocmirii desenului de execuţie

- ***Alegerea scării de reprezentare***, în conformitate cu SR EN ISO 5455, urmărindu-se ca desenul să aibă o reprezentare clară a proiecţiilor şi să se poată executa cât mai uşor. Atunci când este posibil, se preferă scara 1:1. Pe un desen, toate proiecţiile se execută la aceeaşi scară, cu exceptia unor detalii la care, pentru o mai mare claritate, sunt utilizate scări de mărire; scara folosită este indicată atât lângă detaliul respectiv cât şi în indicator.
- ***Alegerea formatului*** necesar pentru întocmirea desenului la scară se realizează pornind de la dimensiunile unor dreptunghiuri minime de încadrare a proiecţiilor, ţinând seama şi de spaţiile necesare cotării, spaţii dispuse atât între aceste dreptunghiuri cât şi între dreptunghiuri şi chenarul formatului. Dimensiunile formatelor sunt reglementate prin SR ISO 5457.
- ***Desenarea proiecţiilor (proiectarea formei)***. Dintre dimensiunile ce caracterizează complet forma unui organ de maşină, doar o parte minimă au valori stricte, determinate în urma calculului de dimensionare. Restul dimensiunilor sunt rezultatul unui proces denumit - în limbaj ingineresc - "stabilire contructivă", proces în care logica, imaginaţia şi experienţa proiectantului, precum şi prevederile normelor şi standardelor în vigoare, au un rol hotărâtor.

Dimensionarea, împreună cu stabilirea constructivă a unor dimensiuni, prin luarea în considerare a funcţionalităţii, tipului de semifabricat, procedeelor posibile de prelucrare şi a posibilităţilor de montaj, conduc la proiectarea formei organelor de maşini. Stabilirea formei finale a unui organ de maşină, deci realizarea desenului de execuţie, presupune parcurgerea mai multor faze, legate de formele interimare ale acestuia, prezentate în continuare.

Forma geometrică specifică fiecărui tip de organ de maşină este determinată de tipul de semifabricat (bară, placă etc.) şi de necesităţile de variaţie a secţiunilor, conform destinaţiei porţiunilor care compun forma (porţiuni libere, porţiuni de legătură etc.). Forma geometrică a unui organ de maşină (fig. 2.9, a) este alcătuită din forme geometrice simple (poliedre, cilindru, con, sferă etc.).

Forma funcțională, având la bază forma geometrică stabilită anterior, rezultă prin luarea în considerare a rolului fiecărei suprafețe determinate a formei, în raport cu suprafețele altor piese cu care se află în contact în cadrul ansamblului (fig. 2.9, b).

Forma constructivă provine din cea funcțională și poate avea una sau mai multe variante, determinate de numărul și tipul semifabricatelor care compun piesa. Stabilirea acesteia este legată de decizia asupra modului de obținere a piesei: compunerea de semifabricate simple sau prelucrarea prin așchiere a unui semifabricat bloc (turnat sau forjat). Pentru realizarea unor forme complexe, este necesară, uneori, îmbinarea celor două procedee.

Forma constructivă tehnologică implică optimizarea formei constructive, ținând seama de procedeele de prelucrare posibile, dar mai ales accesibile executantului. Această formă înglobează caracteristicile tuturor fazelor anterioare. Prezentarea grafică a acesteia, în conformitate cu normele de reprezentare în desenul tehnic, constituie desenul de execuție (fig. 2.9, c).

La execuția proiecțiilor, se parcurg următoarele etape: trasarea dreptunghiurilor minime care încadrează proiecțiile; trasarea axelor de simetrie, cu linie punct subțire; trasarea, cu linie continuă subțire, a contururilor exterioare ale proiecțiilor piesei, începând cu forma corpului geometric de bază; trasarea, cu linie continuă subțire, a contururilor interioare ale proiecțiilor prezentate în secțiune, după indicarea traseului de secționare; trasarea liniilor ajutătoare de cotă și a liniilor de cotă, înscrierea cotelor, a toleranțelor la dimensiuni, a abaterilor de formă și poziție și a rugozității suprafețelor; îngroșarea liniilor de contur ale proiecțiilor și hașurarea suprafețelor secționate; completarea indicatorului desenului, înscrierea condițiilor tehnice și a tratamentului termic.

Cotele la dimensiuni se raportează la suprafețe prelucrate, denumite baze de cotare. Se recomandă ca bazele de cotare să coincidă cu bazele tehnologice ale piesei (suprafețele pe care se așează aceasta în timpul prelucrării). Se evită, în acest fel, cumularea erorilor de prelucrare.

La cotare, trebuie să se țină seama de prelucrarea tehnologică a piesei, utilizându-se în acest scop metoda cotării tehnologice. Această metodă de cotare are avantajul că oferă executantului toate cotele necesare prelucrării și conduce, în același timp, la evitarea cumulării erorilor de prelucrare. Pentru înscrierea pe desen a unor cote funcționale - care condiționează funcționarea și/sau montajul piesei în cadrul ansamblului din care face parte - se apelează, uneori, la metoda cotării în lanț, utilizându-se astfel metoda cotării mixte. Această metodă de cotare îmbină elementele cotării tehnologice cu cele ale cotării în lanț, înlăturând dezavantajele celor două metode. Metoda cotării mixte este cea mai completă și - în același timp - cel mai frecvent utilizată.

La suprafețele funcționale, pe lângă cotele la dimensiuni se înscriu pe desenul de execuție și toleranțele la dimensiuni (STAS ISO 406), toleranțele de formă și poziție (STAS 7385/1), precum și rugozitatea suprafețelor (SR ISO 1302).

Tratamentul termic al piesei sau a unor porțiuni ale acesteia se menționează, împreună cu caracteristicile mecanice obținute, într-o zonă a formatului situată, de regulă, deasupra indicatorului, după condițiile tehnice.

În fig. 6.8...6.25 sunt prezentate exemple de desene de execuție pentru diverse piese componente ale unui cric.

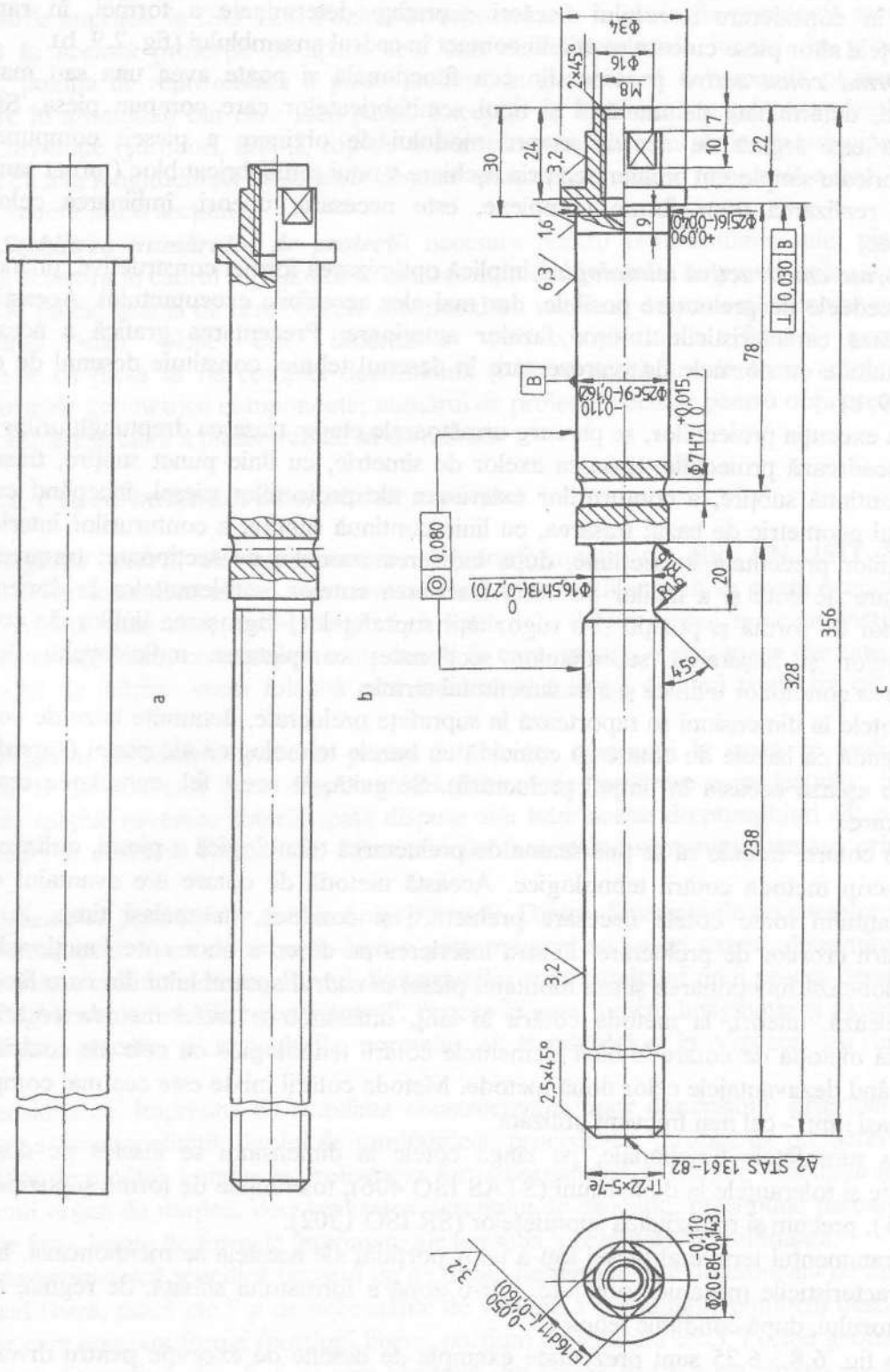

a
b
c
Φ34
Φ16
M8
2×45°
30
24
3,2
10
7
22
1,6
6,3
9
Φ25j6(-0,040)
+0,090
0,030 B
78
B
Φ25c9(-0,162)
-0,110
Φ7H7(+0,015)
0,080
Φ16,5h13(-0,270)
20
45°
356
328
238
3,2
2,5×45°
A2 STAS 1361-82
Tr22×5-7e
Φ20c8(-0,110)
-0,143
3,2
□16d11(-0,050)
-0,160

Fig. 2.9

3. PROIECTAREA ASISTATĂ DE CALCULATOR

Ultima jumătate de secol s-a remarcat ca o perioadă dominată de dezvoltarea calculatoarelor electronice, manifestându-se tendinţe de realizare a unor sisteme de calcul, distribuite sau locale, bazate pe minicalculatoare şi microcalculatoare, sisteme care au devenit din ce în ce mai puternice şi din ce în ce mai ieftine. Calculatoarele electronice şi-au dovedit în timp utilitatea, eficienţa şi rentabilitatea, utilizarea lor în economie fiind pe deplin justificată. Unul dintre principalele domenii în care s-au făcut remarcate a fost proiectarea.

3.1. DEFINIRE. TERMINOLOGII ÎNRUDITE

În funcţie de domeniul utilizării calculatorului electronic în cadrul activităţiilor inginereşti, s-au dezvoltat o serie de concepte, cunoscute mai ales prin formularea lor în limba engleză [37, 39, 40].

- ***CAD (Computer Aided Design) - Proiectare asistată de calculator.*** Este definit ca utilizarea facilităţilor de calcul şi reprezentare cu ajutorul calculatorului pentru crearea interactivă de modele geometrice ale obiectelor care se proiectează (modelarea volumelor şi suprafeţelor, vederi, secţiuni, haşurări, cotare automată), precum şi efectuarea de calcule specific inginereşti. Mai concret, acest concept desemnează utilizarea calculatorului în activitatea de proiectare pentru elaborarea şi prezentarea conceptului, analiză, simulare, optimizare, calcule de dimensionare şi/sau de verificare, proiectarea detaliilor (desene de ansamblu şi de execuţie) şi redactarea memoriului tehnic.
- ***CAE (Computer Aided Engineering) - Inginerie asistată de calculator.*** Este definit prin furnizarea de mijloace şi facilităţi pentru evaluarea rapidă a diverselor alternative de proiectare, realizând calcule de analiză şi simulare funcţională, a încărcărilor, a dinamicii structurilor, calcule de rezistenţă, termice etc. Mai concret, acest concept se referă la utilizarea calculatorului pentru: analiză, simulare, calcule de dimensionare şi/sau verificare şi optimizare. În accepţiune americană, CAE desemnează ceea ce în accepţiune europeană este definit prin conceptul CAD, prezentat anterior. În accepţiune americană, CAD (Computer Aided Drafting) este comun cu utilizarea calculatorului pentru elaborarea modelelor geometrice şi în special a desenelor de ansamblu şi de execuţie.
- ***CAM (Computer Aided Manufacture) - Fabricaţie asistată de calculator.*** Desemnează folosirea calculatorului pentru: proiectarea, organizarea şi controlul procesului de fabricaţie, stabilirea planelor de operaţii, programarea maşinilor unelte cu control numeric şi/sau a liniilor robotizate, proiectarea sculelor şi dispozitivelor, controlul circulaţiei materialelor, sculelor etc.
- ***CAE-M (Computer Aided Engineering - Manufacturing).*** Este definit prin utilizarea calculatorului pentru elaborarea planelor de operaţii şi programarea maşinilor unelte cu control numeric şi/sau a liniilor automatizate sau robotizate.

- ***CAPP (Computer Aided Part Programming)***. Desemnează utilizarea calculatorului pentru elaborarea planelor de operaţii şi stabilirea necesarului de materiale, scule şi dispozitive.
- ***CAPM (Computer Aided Production Management)***. Se referă la utilizarea calculatorului pentru planificarea, organizarea şi controlul producţiei, planificarea şi controlul circulaţiei materialelor, sculelor, produselor semifinite şi finite.
- ***CIM (Computer Integrated Manufacture)***. Defineşte integrarea proiectării detaliilor cu proiectarea fabricaţiei şi cu funcţiile de management şi finanţe, toate asistate de un sistem computerizat.

3.2. OPERAREA SISTEMELOR CAD

Funcţionarea unui sistem de proiectare asistată de calculator se bazează pe elementele prezentate în continuare[40].

- Imaginea grafică a viitorului produs, aşa - numitul "model", este creată, stocată şi prelucrată electronic, cu ajutorul calculatorului.
- "Modelul" final este obţinut prin parcurgerea fazelor de proiectare.
- Precizia nominală a reprezentării geometrice este mai mare sau egală cu precizia produsului de obţinut.
- "Modelul" poate avea ataşate (pe diverse componente sau pe ansamblu) indicaţii referitoare la cerinţe tehnologice, funcţii analizate, calitate etc.
- Analiza şi simularea funcţională a diverselor variante geometrice şi optimizarea modelului se pot face realizând un "model" parametrizat.
- Datele conţinute în "model" trebuie să poată fi extrase rapid, pentru a putea fi folosite în alte faze ale procesului de proiectare sau chiar în proiectarea unor produse asemănătoare.

În fig. 3.1 sunt prezentate schematic etapele unei activităţi de proiectare, cu precizarea circulaţiei informaţiei. Reprezentarea schematică evidenţiază faptul că odată elaborate specificaţiile de proiectare (cerinţele impuse în proiectarea produsului), acestea se constituie în mecanismul de control al activităţii de proiectare. De asemenea, se poate observa că informaţia nu circulă într-un singur sens, fiind necesare (deşi nedorite) întoarceri în fluxul informaţional, pentru ajustarea "modelului".

Sistemului de proiectare asistată de calculator i se impun anumite cerinţe, corespunzătoare cu faza din desfăşurarea activităţii de proiectare în care este folosit.

În faza de *elaborare a conceptului*, sistemele de proiectare asistată de calculator trebuie să aibă următoarele posibilităţi:

- captura rapidă a geometriei în desen;
- capacitate de ataşare a indicaţiilor şi notelor informative;
- vizualizarea rapidă a ideilor;
- capacităţi grafice deosebite;
- acces la programe elementare de analiză;
- acces la programe elementare de simulare;
- acces la standarde şi documentaţia realizată anterior;
- extragere de date, pentru a fi utilizate în etapele următoare.

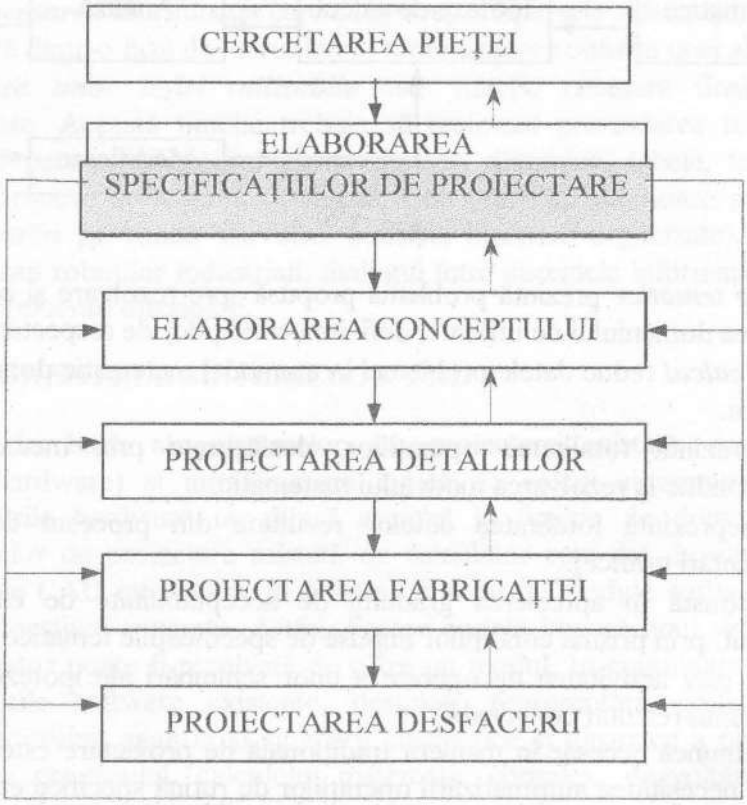


Fig. 3.1

În faza de *proiectare a detaliilor*, cerințele cerute sistemelor de proiectare asistată sunt următoarele:

- capacitate de a sorta și prelua informațiile din fazele anterioare;
- generarea unor informații și a geometriei mai detaliate;
- capacitate de a produce desene precise, cu dimensiuni, toleranțe, note etc.;
- interfațare cu programe de analiză cinematică și dinamică (stabilirea vitezelor, accelerațiilor, deplasărilor și forțelor, stabilirea mișcării subansamblelor interconectate);
- interfațare cu programe de analiză structurală și fizică (modelare cu elemente finite, calcule de rezistență, termice etc.);
- interfațare cu programe de optimizare (minimizarea erorilor care ar duce la iterații în proiectare);
- capacitate de prelucrare a informațiilor externe, din ciclul producție-consum;
- acces la standarde;
- acces la proiecte realizate anterior;
- capacitate de redactare a documentației tehnice (editare text, editare grafică, preluare și prelucrare a datelor conținute în "model");
- posibilitate de transmitere a informației spre sistemul CAM.

Rezolvarea oricărei probleme din cadrul procesului de proiectare decurge conform schemei din fig. 3.2. Elementele cuprinse în schema din fig. 3.2 sunt descrise în continuare.

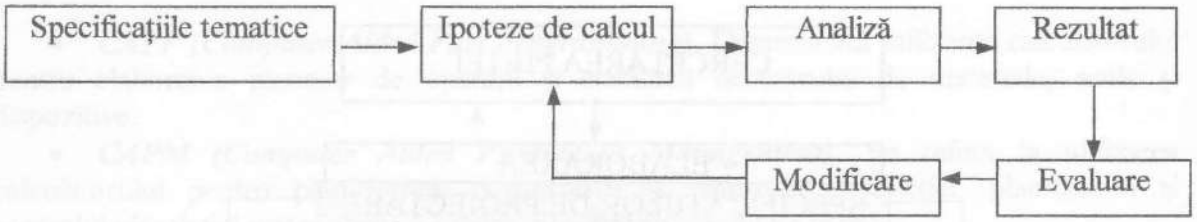


Fig. 3.2

Specificaţiile tematice prezintă problema propusă spre rezolvare şi conţin: formularea sarcinilor, definirea domeniului de utilitate, definirea condiţiilor de respectat.

Ipotezele de calcul reduc datele problemei la un model matematic dotat cu baza de date necesară rezolvării.

Analiza reprezintă totalitatea operaţiilor, desfăşurate prin metode de calcul şi proiectare, care conduc la rezolvarea modelului matematic.

Rezultatul reprezintă totalitatea datelor rezultate din procesul de analiză (valori numerice, reprezentări grafice).

Evaluarea constă în aprecierea gradului de acceptabilitate de către proiectant a rezultatului obţinut, prin prisma condiţiilor impuse de specificaţiile tematice.

Modificarea este activitatea de operare a unor schimbări ale ipotezelor de calcul, în vederea atingerii unui rezultat convenabil.

Volumul de muncă necesar în maniera tradiţională de proiectare este în general mare, astfel încât apare necesitatea automatizării operaţiilor de rutină specifice etapelor *Ipoteze de calcul - Analiză - Rezultat*, prin preluarea lor de către un sistem de calcul.

Etapele de *Evaluare - Modificare* conţin activităţi mai greu de algoritmizat, activităţi prin care se ia decizia de reluare a ciclului de rezolvare a problemei, pe baza unor criterii care trebuiesc formulate. Pentru a da utilizatorului posibilitatea de a interveni în ciclu, este necesar ca etapele *Evaluare - Modificare* să permită dialogul utilizator - sistem de calcul. Etapa *Evaluare* trebuie să ofere utilizatorului datele necesare interpretării rezultatului obţinut şi luării deciziei de modificare. Este preferabilă prezentarea grafică a rezultatului, deoarece informaţia grafică este mai uşor de perceput şi interpretat într-un timp foarte scurt. Este evidentă necesitatea introducerii în proces a unei interfeţe utilizator - sistem de calcul, care să permită aşa-numita "interactivitate", adică colaborarea prin dialog informatic între sistemul de calcul şi utilizator.

În vederea unei eficientizări a utilizării, un sistem CAD trebuie să îndeplinească o serie de funcţii, prezentate în continuare.

- ***Interactivitatea*** la staţia de lucru constă în oferirea posibilităţii de schimb de informaţii între utilizator şi sistemul de calcul. Este necesar ca acest dialog să se desfăşoare într-o manieră cât mai naturală, deci într-un limbaj cât mai apropiat de cel natural al utilizatorului.
- ***Afişarea şi introducerea de date*** sunt funcţii necesare deservirii staţiei de lucru.
- ***Analiza*** se realizează prin intermediul modulelor program pentru diverse calcule.
- ***Regăsirea şi memorarea asociativă*** sunt funcţii care efectuează operaţii de extragere şi, respectiv, introducere de informaţii în baza de date, în funcţie de parametrii de identificare asociaţi mulţimilor de date conţinute în bază.

- ***Post-procesarea*** este funcția care convertește diversele informații, având o anumită structură rezultată dintr-o fază de lucru, într-o reprezentare conform unei alte structuri.
- ***Realizarea unor ieşiri utilizabile*** este funcția necesară finalizării practice a scopurilor propuse. Această funcție trebuie să realizeze prezentarea rezultatelor într-un *limbaj inteligibil* pentru utilizatorul uman (desene, diagrame, tabele, texte etc.), pentru necesități de informare, în vederea desfăşurării de activități ulterioare sau într-un *limbaj codificat* (înregistrări pe bandă sau disc, semnale electrice organizate), pentru comanda maşinilor unelte sau roboților industriali, dialogul între sistemele informaționale sau stocare în vederea unor prelucrări ulterioare.

3.3. COMPONENTELE SISTEMELOR CAD

Elementele de bază ale sistemelor de proiectare asistată de calculator sunt echipamentele (hardware) şi infrastructura logică de calcul şi comunicație (software). Deoarece structurile hardware nu diferă esențial în funcție de domeniul de utilizare, specificul sistemelor de proiectare asistată de calculator este dat de elementele software utilizate. Sistemele CAD integrează, în general, o serie de module software specializate în rezolvarea unor chestiuni concrete. Astfel, fiecare cerință impusă unui sistem de proiectare asistată de calculator poate fi rezolvată de către un modul. În continuare vor fi prezentate succint posibilitățile software existente, destinate reprezentării grafice sau modelării geometrice a produsului, analizei şi simulării cinematice şi dinamice a produsului, analizei structural-fizice a produsului, calculului matematic complex, dezvoltării de noi softuri specializate, redactarea documentației tehnice.

3.3.1. Reprezentarea grafică sau modelarea geometrică a produsului

Primele sisteme CAD erau prin esență instrumente de desenare, permițând crearea de reprezentări grafice în mai multe vederi, similare celor executate manual. Cu timpul sistemele de desenare au evoluat de la desenarea 2D (în două dimensiuni) la modelarea 3D (în trei dimensiuni) prin suprafețe, wireframe sau solid cu posibilități de parametrizare cu 2D şi 3D.

Modelarea 3D wireframe definește muchiile, în timp ce modelarea 3D prin suprafețe definește fețele obiectului reprezentat. Cea mai completă este modelarea 3D solid, care definește atât muchiile cât şi fețele obiectului. Din această informație 3D pot fi extrase automat vederi sau secțiuni convenționale 2D, dar marele avantaj al modelării geometrice 3D solid este calculul rapid al proprietăților masice ale obiectului reprezentat (masa, momente de inerție, poziția centrului de greutate etc.). Determinarea acestor date dintr-un model 2D sau 3D wireframe sau suprafețe este dificilă şi se poate efectua doar în afara acestui modul.

Dintre principalele produse software de acest tip, disponibile pe piața internațională, cele mai utilizate sunt: Aries, 3D Designer, AutoCAD, CadKey, CADSigraph, Mechanical Desktop, Genius, ProEngineer, Euclid, SysCAD, DrafixCAD, FastCAD, I-DEAS, XCAD, TurboCAD, RoboCAD, Solid Works, CATIA, Nastran, Patran, Ansys, Cosmos, Dymes, LusasFEA, Corel Draw, 3D Studio MAX, AutoVision, Paint ShopPro etc.

Unele dintre aceste produse software au facilități de reprezentare grafică artistică, după cum unele modeloare geometrice sunt integrate în pachete de analiză prin metoda elementului finit sau au posibilitatea generării de modele discretizate prin elemente finite.

3.3.2. Analiza şi simularea cinematico-dinamică a produsului

Reprezentarea ansamblelor sub formă de sisteme multicorp (multibody systems) permite analiza şi simularea comportării produsului în diverse condiţii de funcţionare.

In general, pachetele software destinate acestor tipuri de calcule permit definirea mecanismelor care stau la baza funcţionării ansamblului, reprezentarea grafică a acestuia, stabilirea încărcărilor şi condiţiilor limită impuse, calculul cinematic şi dinamic şi simularea funcţionării.

Printre principalele pachete software destinate acestui tip de calcule trebuie amintite: ADAMS, Dymes, Working Model etc.

3.3.3. Analiza structural-fizică a produsului

Cele mai cunoscute pachete software orientate spre rezolvarea acestor tipuri de probleme utilizează metoda elementelor finite (MEF). Utilizarea acestei metode a luat o amploare deosebită în ultimele două decenii, aproape toate sistemele de modelare geometrică, autointitulate CAD, având şi un modul de analiză prin metoda elementelor finite.

MEF permite rezolvarea următoarelor tipuri de probleme:probleme de echilibru static (analiza tensiunilor şi deformaţiilor structurilor sau analiza termică); probleme de valori proprii (analiza fenomenelor naturale, modurilor proprii de vibraţie, flambajului, regimurilor de curgere staţionară etc.); probleme de propagare (analiza dinamică a structurilor elastice sau neelastice, analiza tranzitorie a transferului de căldură, analiza curgerii nestaţionare a fluidelor etc.).

Analiza prin MEF parcurge în general următoarele etape: modelarea geometrică a produsului sau piesei de analizat; discretizarea prin elemente finite a modelului geometric; stabilirea condiţiilor limită impuse (constrângerea); stabilirea încărcării modelului; calculul prin MEF (procesarea); calculul şi prezentarea mărimilor urmărite să se obţină (post procesarea).

Printre cele mai importante produse software specializate în rezolvarea prin MEF a analizei structural-fizice a produsului se remarcă: Nastran, Patran, Ansys, Cosmos, NISA, Algor, CATIA etc.

3.3.4. Calculul matematic complex

Anumite studii comportamentale, funcţionale sau ale influenţei unor factori, impun desfăşurarea unor calcule matematice mai mult sau mai puţin complexe. Rezolvarea unor astfel de probleme, pentru care nu există produse software specializate, se efectuează în următoarele etape: elaborarea unui model matematic (în afara sistemului CAD), prin adoptarea unor ipoteze simplificatoare care să aproximeze cât mai bine fenomenul de studiat; rezolvarea modelului matematic (prin utilizarea unui software specializat); prezentarea rezultatelor, cu posibilitatea de optimizare (în general în cadrul aceluiaşi software specializat).

Din categoria acestor produse software se remarcă clasicele rezolvatoare de ecuaţii sau sisteme de ecuaţii - MathCAD, MAPLE, TKSolver etc. - dar şi programele de calcul tabelar - Lotus, Excel etc.

3.3.5. Dezvoltarea de noi softuri specializate

Rezolvarea unor anumite probleme de proiectare specifice unui anumit produs sau categorie de produse impune dezvoltarea de aplicaţii pe calculator cu o destinaţie foarte concretă (cu bază de date şi date de intrare relativ restrânse, algoritm de calcul, date de ieşire şi mod de prezentare a datelor de ieşire specificate foarte clar). Pentru dezvoltarea de astfel de aplicaţii, au apărut produse software cu posibilităţi de algoritmizare a calculului, capacitate de modularizare, posibilităţi de utilizare a unor obiecte predefinite, capacitate de prezentare grafică.

Dintre aceste pachete software, denumite şi limbaje de programare, trebuie amintite: Borland Delphi, Borland Pascal, Turbo Pascal, Basic, BasicA, GW Basic, Turbo Basic, QBasic, Fortran 77, Turbo C, C++, Microsoft C etc.

3.3.6. Redactarea documentaţiei tehnice

Prezentarea conceptului, redactarea documentaţiei tehnice, dar şi redactarea materialelor informative pe parcursul derulării proiectului, impun utilizarea de produse software care să permită editarea, într-o formă cât mai îngrijită, uşor de citit şi care să atragă atenţia (în special în cazul prezentărilor). Actualele produse software destinate acestei categorii de aplicaţii sunt dotate cu editoare de texte şi tabele, editoare de ecuaţiii, editoare grafice, posibilitate de preluare a geometriei din modelările geometrice, posibilitate de preluare a imaginilor grafice rezultate din calcule anterioare etc.

Cele mai cunoscute pachete software destinate redactării de texte şi prezentărilor sunt: Microsoft Word, Power Point, Word Perfect, Word Star etc.

3.4. CONCURRENT ENGINEERING (CE)

În scopul îmbunătăţirii organizării şi desfăşurării activităţii de proiectare, numeroase institute de cercetare şi firme la care activitatea de proiectare joacă un rol important au demarat studii, încă din anii '80, atât în Statele Unite ale Americii cât şi în Europa [36, 38].

În 1979, Xerox, Hewlet-Packard şi Ford pun accent pe necesitatea îmbunătăţirii practicii proiectării. În 1981, Ford înfiinţează Institutul de consultanţă Ford, orientat spre dezvoltarea de noi tehnici de proiectare. În 1984, Institutul American pentru Apărare (IDA) începe un studiu pentru îmbunătăţirea integrării în activitatea de proiectare. În 1986, raportul IDA nr. 338 introduce termenul de Concurrent Engineering. Conform acestui raport, problema principală în activitatea de proiectare este comunicarea defectuoasă dintre inginerii care realizează proiectarea detaliilor şi cei care se ocupă cu celelalte faze. Astfel, ignorarea cerinţelor pieţei face ca produsul să nu aibă desfacere pe piaţă, iar ignorarea posibilităţilor tehnologice conduce la probleme de fabricaţie şi iteraţii consumatoare de bani şi timp. Concluziile raportului [36] au fost:

- îmbunătăţirea echipamentelor şi a produselor software cu care se lucrează nu mai poate sparge bariera pentru creşterea productivităţii în proiectare;
- folosirea celor mai noi tehnici şi echipamente trebuie să fie însoţită de o nouă organizare a procesului de proiectare, organizare care să vină în întâmpinarea cerinţelor pieţei şi a posibilităţilor noilor tehnici şi echipamente.

Această nouă organizare a procesului de proiectare a fost denumită Concurrent

Engineering (inginerie concurentă, inginerie paralelă sau proiectare paralelă) şi a fost definită ca o metodă sistematică de integrare a proiectării produsului cu toate celelalte procese legate de aceasta [36, 37].

Principiile de bază ale acestui nou mod de organizare a activităţii de proiectare sunt prezentate în continuare.

- Activităţile individuale să se efectueze cât mai repede, dar cât mai riguros posibil.
- Activităţile să se desfăşoare de preferat în paralel şi nu secvenţial.
- Numărul de interfeţe necesare în proiectare să fie cât mai mic.

Conform acestei abordări, întreaga activitate de proiectare (incluzând cercetarea pieţei, elaborarea conceptului, proiectarea detaliilor, a fabricaţiei şi a desfacerii) este desfăşurată de o echipă multidisciplinară, orientată pe produsul de realizat. Echipa multidisciplinară trebuie să includă specialişti în toate domeniile conexe proiectării produsului (cercetători, contabili, ingineri, proiectanţi etc.), între care trebuie definite: acordul asupra priorităţilor individuale, definirea unui vocabular comun şi acordul asupra unui scop comun.

În concluzie, proiectarea unui produs nu mai trebuie să implice o serie de departamente ci numai o echipă dotată cu un sistem computerizat de asistare de tip CIM.

Schema prezentată în fig. 3.3 demonstrează caracterul de proces simultan al CE, spre deosebire de caracterul serial al proiectării clasice, evidenţiind şi beneficiile CE:

- micşorarea timpului de scoatere pe piaţă a noului produs;
- micşorarea costurilor datorită creşterii productivităţii întregului proces de proiectare;
- îmbunătăţirea calităţii produsului, prin eliminarea numeroaselor iteraţii din cadrul procesului.

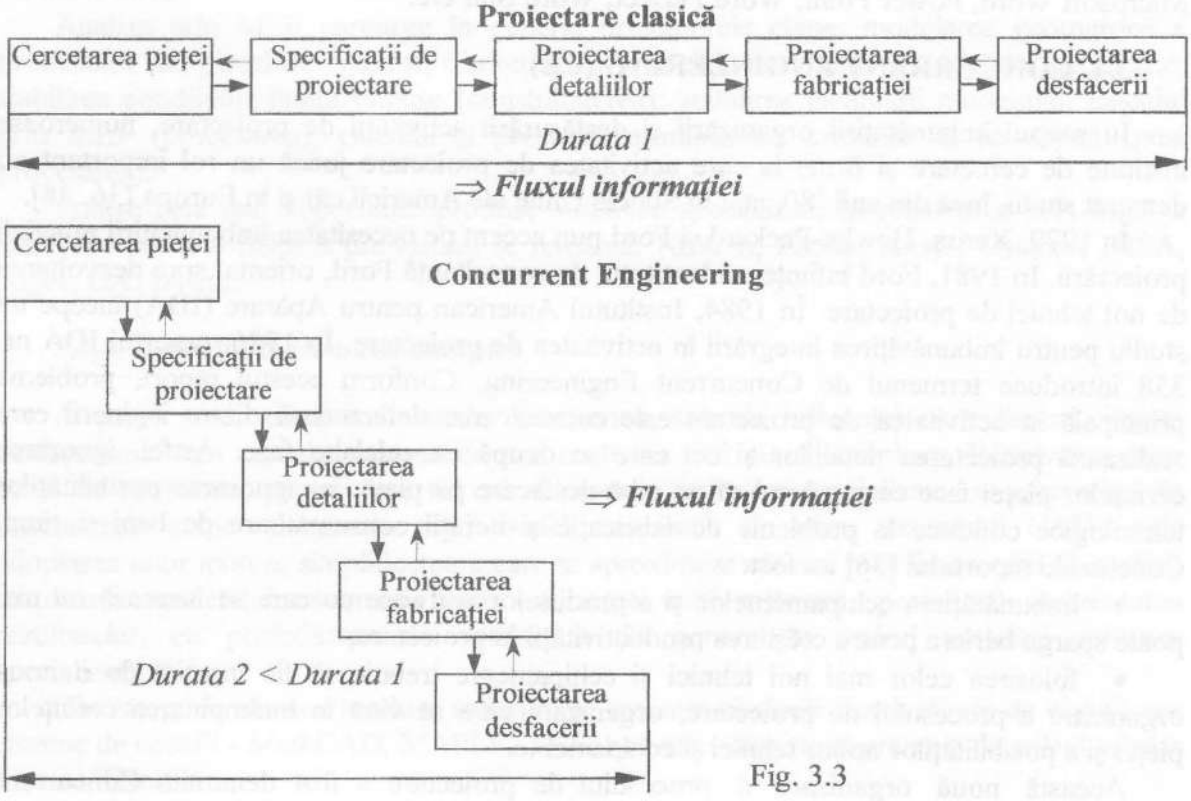


Fig. 3.3

4. MECANISME ŞURUB-PIULIŢĂ

4.1. CONSIDERAŢII GENERALE

Filetul, ataşat piesei cuprinzătoare şi celei cuprinse, prin geometria sa caracteristică, permite cuplei elicoidale două mişcări simultane - rotaţie şi translaţie - între care există o strictă relaţie cinematică: la o rotaţie completă, deplasarea axială este egală cu mărimea pasului filetului. Dacă la asamblările filetate această caracteristică este legată de montajul asamblării, la transmisiile mecanice de tip şurub-piuliţă ea defineşte o lege de mişcare.

Datorită simplităţii constructive, mecanismele şurub-piuliţă au fost adesea folosite în condiţiile în care în lanţul cinematic se impunea transformarea mişcării de rotaţie într-o mişcare de translaţie, cu caracteristici cinematice legate strict de cele ale elementului conducător. Transmiterea sarcinilor mari, în condiţiile realizării tehnologice relativ simple a elementelor componente, cu respectarea condiţiei de autofrânare, sunt alte atuuri pentru utilizarea acestor mecanisme. Randamentul mic al cuplei elicoidale impune folosirea cu precădere a acestei cuple la mecanisme acţionate manual, întâlnindu-se însă şi în sistemul de acţionare a maşinilor unelte, preselor cu şurub etc. Pentru mărirea randamentului, frecarea de alunecare a fost înlocuită cu frecarea de rostogolire, obţinându-se astfel mecanismele cu şuruburi cu bile, cu o tehnologie de execuţie mult mai pretenţioasă şi deci mai scumpă, acestea necesitând şi un dispozitiv de frânare, deoarece condiţia de autofrânare nu mai este îndeplinită.

Mecanismele de ridicat (cricurile) au în componenţa lor cuple elicoidale de tip şurub-piuliţă. Formele constructive ale cricurilor depind atât de modul de ridicare a sarcinii cât şi de modul de acţionare a acestora.

Posibilităţile cinematice ale cuplei elicoidale sunt prezentate în continuare (fig. 4.1).

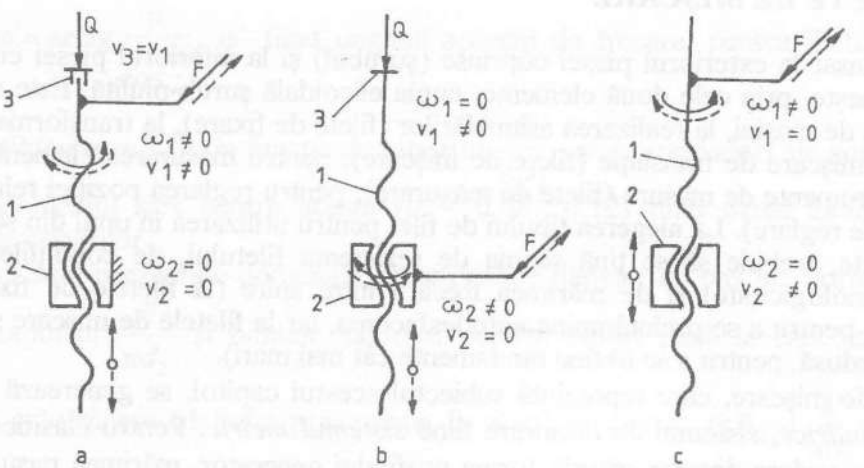


Fig. 4.1

- Piuliţa 2 este fixă şi se roteşte şurubul 1 ($\omega_1 \neq 0$, $v_1 \neq 0$), care realizează şi mişcarea de translaţie (fig. 4.1, a). În această situaţie, pentru ridicarea sarcinii Q este necesar să se prevadă posibilitatea pivotării capului şurubului 1 în cupa 3, care nu se roteşte ci realizează doar mişcarea de translaţie, identică cu a şurubului. Pivotarea se poate realiza utilizând un lagăr cu alunecare axial sau un lagăr cu rostogolire axial-rulment axial. Sub această formă, cupla elicoidală se întâlneşte la cricul simplu şi la presele cu şurub.
- Piuliţa 2 se roteşte ($\omega_2 \neq 0$, $v_2 = 0$), şurubul 1 realizând doar mişcarea de translaţie ($\omega_1 = 0$, $v_1 \neq 0$) (fig. 4.1, b), fapt pentru care cupa este solidar legată de capul şurubului. Sub această formă cupla elicoidală se întâlneşte la cricul cu piuliţă rotitoare.
- Şurubul 1 realizează mişcarea de rotaţie ($\omega_1 \neq 0$, $v_1 = 0$), piuliţa 2 realizând mişcarea de translaţie ($\omega_2 = 0$, $v_2 \neq 0$) (fig. 4.1, c). Sub această formă cupla elicoidală se întâlneşte la cricurile cu pârghii şi ca mecanism de acţionare a saniei port-cuţite la strunguri.

Din cele prezentate, rezultă că elementul motor, cel la care este ataşat mecanismul de acţionare, realizează o mişcare de rotaţie, iar elementul condus una de translaţie (v. fig. 4.1, b şi c). Când elementul motor este şi element condus, acesta realizează atât o mişcare de rotaţie cât şi una de translaţie (v. fig. 4.1, a).

Când înălţimea de ridicare impusă are valori mari, se apelează la cricuri cu două şuruburi, la care există două cuple elicoidale şurub-piuliţă. La cricul telescopic (v. fig. 4.7), înălţimea de ridicare se realizează doar în cupla elicoidală şurub secundar - piuliţă fixă, funcţionarea fiind identică cu cea prezentată în fig. 4.1, a, cupla elicoidală şurub principal - piuliţa din şurubul secundar fiind folosită doar pentru apropierea şurubului principal de sarcină. La cricul cu dublă acţiune (v. fig. 4.8), prin cele două cuple elicoidale se realizează înălţimea de ridicare. Astfel, cupla şurub secundar - piuliţă fixă are regimul de funcţionare prezentat în fig. 4.1, a, iar cea dintre şurubul principal şi piuliţa din şurubul secundar are regimul de funcţionare prezentat în fig. 4.1, b.

Pe principiile de funcţionare prezentate, sunt realizate diverse soluţii constructive de cricuri, unele cu forme strict specializate pentru ridicarea numai anumitor sarcini şi în anumite condiţii - cricul cu pârghii cu o piuliţă de tip Dacia, cricuri pentru platforme [18] etc., iar altele cu forme ce permit folosirea în cele mai diverse situaţii.

4.2. FILETE DE MIŞCARE

Filetul plasat la exteriorul piesei cuprinse (şurubul) şi la interiorul piesei cuprinzătoare (piuliţa) defineşte, prin cele două elemente, cupla elicoidală şurub-piuliţă. Este mult utilizat în construcţia de maşini, la realizarea asamblărilor (filete de fixare), la transformarea mişcării de rotaţie în mişcare de translaţie (filete de mişcare), pentru măsurarea elementelor liniare, echipând instrumente de măsură (filete de măsurare), pentru reglarea poziţiei relative a două piese (filete de reglare). La alegerea tipului de filet pentru utilizarea în unul din scopurile mai sus menţionate, trebuie să se ţină seama de rezistenţa filetului, de condiţiile tehnice de execuţie (tehnologicitate) şi de mărimea frecării între spire (la filetele de fixare se cere frecare mare, pentru a se preîntâmpina autodesfacerea, iar la filetele de mişcare se impune o frecare mai redusă, pentru a se obţine randamente cât mai mari).

Filetele de mişcare, care reprezintă subiectul acestui capitol, se generează exclusiv pe *suprafeţe cilindrice*, sistemul de măsurare fiind *sistemul metric*. Pentru clasificarea acestor filete, se au în vedere diverse criterii: forma profilului generator, mărimea pasului, numărul de începuturi, sensul de înfăşurare al spirei.

Din fig. 4.2 se observă că fiecare dintre filetele pătrat, trapezoidal, rotund şi ferăstrău, pentru un anumit pas, poate avea unul sau mai multe începuturi, cu sensul de înfăşurare al spirei dreapta, respectiv stânga.

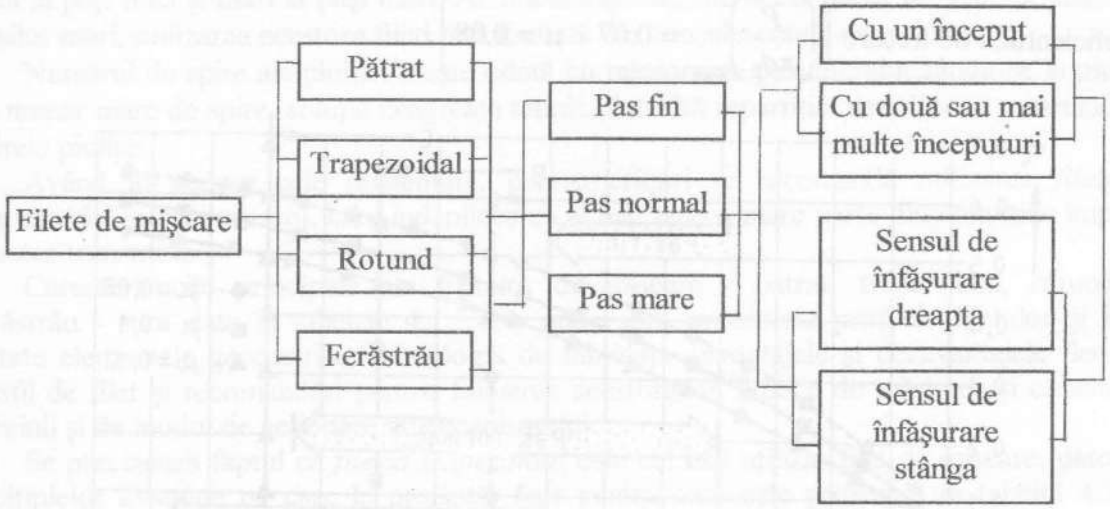


Fig. 4.2

Mărimea pasului, pentru acelaşi diametru nominal, defineşte atât diametre interioare diferite, cu valori mai mari la paşi mici, cât şi unghiuri de înclinare a spirei mai mici. În aceste condiţii, este îndeplinită condiţia de autofrânare la paşi mici şi rezistenţa tijei şurubului este mare, datorită secţiunii mari a acesteia. Randamentul transmisiilor şurub-piuliţă cu filete cu paşi mici este scăzut, acesta crescând odată cu mărirea pasului. Trebuie menţionat că randamentul acestei transmisii este influenţat şi de alegerea corectă a cuplului de materiale (prin care se defineşte coeficientul de frecare μ), de precizia de execuţie şi de calitatea suprafeţelor în contact.

În fig. 4.3 se prezintă dependenţa randamentului cuplei elicoidale şurub-piuliţă $\left(\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}(\varphi'+\beta_2)};\ \operatorname{tg}\beta_2 = \frac{P}{\pi d_2}\right.$, β_2 fiind unghiul de înclinare al spirei, la nivelul diametrului mediu d_2; $\varphi' = \operatorname{arctg}\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}}$, φ' fiind unghiul aparent de frecare; pentru filetul trapezoidal, unghiul profilului $\alpha = 30^0$), în funcţie de raportul $\frac{P}{\pi d_2}$ şi de trei valori ale coeficientului de frecare μ, domeniul ales pentru acesta (μ = 0,08...0,12) fiind uzual întâlnit la cuplele elicoidale ale cricurilor.

În figură sunt prezentate domeniile caracteristice filetelor cu pas fin, normal şi mare, în funcţie de raportul $\frac{P}{\pi d_2}$ şi limitele valorilor acestui raport până la care este îndeplinită condiţia de autofrânare (definită prin relaţia $\beta_2 \le \varphi'$, respectiv $tg\beta_2 = \frac{P}{\pi d_2} \le tg\varphi'$): A - pentru μ = 0,08, B - pentru μ = 0,1 şi C - pentru μ = 0,12.

Se observă că pentru pasul fin condiţia de autofrânare este îndeplinită în totalitate, deoarece valoarea maximă a raportului $\frac{P}{\pi d_2}$ este mai mică decât valoarea minimă a coeficientului de frecare $\left(\left(\frac{P}{\pi d_2}\right)_{max} = 0{,}07 < \mu = 0{,}08\right)$.

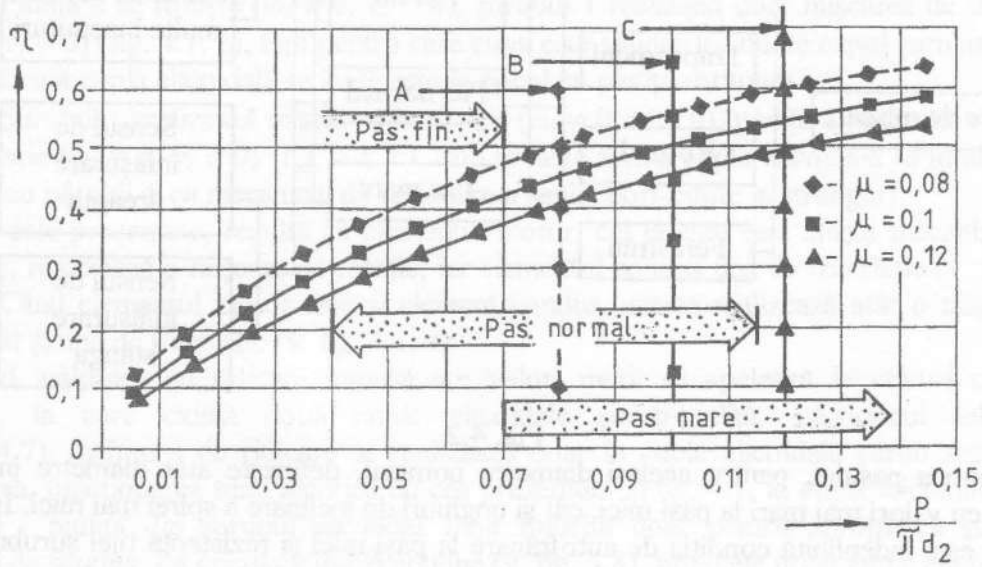


Fig. 4.3

În cazul pasului normal, la care raportul $\frac{P}{\pi d_2}$ este cuprins în domeniul $0{,}04 \le \frac{P}{\pi d_2} \le 0{,}115$, condiţia de autofrânare este respectată pentru coeficienţi de frecare mari $\left(\mu = 0{,}12 > \left(\frac{P}{\pi d_2}\right)_{max} = 0{,}115\right)$ şi parţial pentru valori mai mici ale acestora.

La filetele cu pas mare, deoarece valoarea minimă a raportului este $\left(\frac{P}{\pi d_2}\right)_{min} = 0{,}07$, un număr mic de filete îndeplinesc condiţia de autofrânare, dacă coeficientul de frecare are valoarea minimă $\mu = 0{,}08$, existând şi situaţii în care condiţia de autofrânare nu este îndeplinită chiar pentru coeficienţi de frecare mari ($\mu = 0{,}12$), datorită mărimii pasului, raportul $\frac{P}{\pi d_2}$ depăşind această valoare.

La filetele cu două sau mai multe începuturi, pentru determinarea unghiului β_2 se va face raportul între cursa axială, identică cu pasul elicei P_h, şi produsul πd_2 ($P_h = P$ x numărul de începuturi, P fiind pasul profilului), adică $\mathrm{tg}\beta_2 = \frac{P_h}{\pi d_2}$. Aceste filete au un randament al cuplei elicoidale şurub-piuliţă superior filetelor cu un început, realizează o deplasare axială

rapidă, dar nu îndeplinesc condiţia de autofrânare, fapt pentru care nu sunt folosite la mecanismele de ridicat.

Deplasările axiale, la o rotaţie completă a şurubului, depind de mărimea pasului, fiind mici la paşi mici şi mari la paşi mari. Ar fi avantajoasă, din acest punct de vedere, alegerea paşilor mari, utilizarea acestora fiind însă limitată din considerentele de mai sus.

Numărul de spire ale piuliţei creşte odată cu micşorarea pasului, ajungându-se la piuliţe cu număr mare de spire, soluţie neagreată tehnic, datorită repartiţiei neuniforme a sarcinii pe spirele piuliţei.

Având în vedere cele prezentate, pentru cricuri se recomandă utilizarea *filetului trapezoidal cu pas normal*, care îndeplineşte cel mai bine o mare parte din condiţiile impuse acestor transmisii.

Caracteristicile principale ale filetelor de mişcare - pătrat, trapezoidal, rotund şi ferăstrău - sunt date în tabelele 4.1...4.4, unde sunt prezentate profilele filetelor şi sunt notate elementele geometrice, tehnologia de fabricaţie, avantajele şi dezavantajele fiecărui profil de filet şi recomandări pentru folosirea acestora, în funcţie de mărimea şi caracterul sarcinii şi de modul de acţionare al mecanismului.

Se precizează faptul că *filetul trapezoidal* este cel mai utilizat filet de mişcare, datorită multiplelor avantaje pe care le prezintă, fapt pentru care este prezentat în tabelul 4.2 în detaliu, urmărindu-se SR ISO 2901, 2902, 2903 şi 2904.

Notaţiile elementelor geometrice ale filetului pot fi grupate în:

- ***notaţii cu caracter general***, care se regăsesc la toate tipurile de filete şi sunt prezentate în tabelele de dimensiuni din standarde:

D, D_4 - diametrul exterior al profilului de bază, respectiv al filetului piuliţei;
d - diametrul exterior al filetului şurubului (diametrul nominal);
D_2 - diametrul mediu al filetului piuliţei;
d_2 - diametrul mediu al filetului şurubului ($d_2 = D_2$);
D_1 - diametrul interior al filetului piuliţei;
d_1, d_3 - diametrul interior al filetului şurubului;
P - pasul filetului;
P_h - pasul elicei ($P_h = P$ x numărul de începuturi);

- ***notaţii specifice***, care sunt prezentate în desenele fiecărui tip de filet, definind forma profilului generator şi poziţia jocurilor, indicându-se şi eventualele relaţii pentru calculul valorilor elementelor geometrice definite prin aceste notaţii.

4.3. MATERIALE

Alegerea materialelor pentru elementele componente ale mecanismelor de tip şurub-piuliţă trebuie astfel efectuată încât să răspundă condiţiilor generale impuse transmisiilor: rezistenţă, randament ridicat, fiabilitate şi durabilitate. În acest sens, în continuare, se vor face recomandări de alegere a materialelor atât pentru elementele cuplei şurub-piuliţă cât şi pentru celelalte elemente componente ale mecanismelor de ridicat, de tipul cricurilor, mecanisme cu largă utilizare.

Şuruburile de mişcare se execută din oţel de uz general pentru construcţii (Anexa 13) - în cazul mecanismelor şurub-piuliţă acţionate manual, respectiv oţeluri carbon de calitate tratate termic (Anexa 14), în cazul mecanismelor şurub-piuliţă acţionate mecanic.

Tabelul 4.1

Caracteristici geometrice şi funcţionale ale filetului pătrat

Profilul de bază este profilul teoretic corespunzător dimensiunilor de bază şi anume: diametrul exterior (nominal), diametrul mediu, diametrul interior. Unghiul profilului $\alpha = 0$ şi jocul radial a este amplasat între vârful filetului şurubului şi fundul filetului piuliţei.

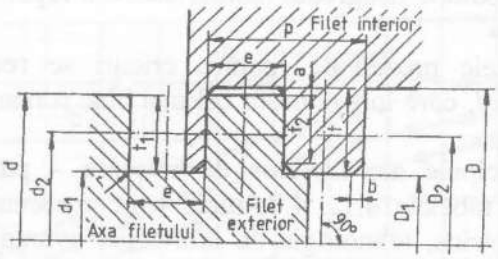


Fig. 4.1.1

■ Elementele geometrice ale filetului, care se calculează:

$t_1 = e = 0{,}5P$;

$t = t_1 + a = 0{,}5P + a$;

$t_2 = t_1 - b = 0{,}5P - b$,

unde: $b = 0{,}25$mm - pentru $P \leq 4$mm; $b = 0{,}50$mm - pentru $4\text{mm} < P \leq 12$mm, $b = 1{,}0$mm - pentru $P > 12$mm.

■ Avantaje

Randament maxim, comparativ cu celelalte filete de mişcare.

■ Dezavantaje:

- centrare insuficientă a piuliţei în raport cu şurubul;
- rigiditate şi rezistenţă a spirei mai mici comparativ cu celelalte tipuri de filete;
- jocul axial - care apare ca urmare a uzurilor din timpul funcţionării - duce la apariţia şocurilor la schimbarea sensului de mişcare (uzura se poate compensa doar prin utilizarea unor sisteme foarte complexe de compensare, care nu întotdeauna se justifică, datorită costului ridicat);
- prelucrarea prin strunjire, prin mai multe treceri, conduce la o productivitate scăzută.

■ Notare

- Filet pătrat cu un singur început, filet dreapta: Pt dxP (de exemplu, Pt 32x6).
- Filet pătrat cu două începuturi, filet dreapta: Pt dxP (2 încep.) (de exemplu, Pt 32x6 (2 încep.)).
- Filet pătrat cu un singur început, filet stânga: Pt dxP stg. (de exemplu, Pt 32x6 stg.).

■ Observaţie

Filetul pătrat nu este standardizat în prezent.

Valori orientative pentru elementele geometrice pot fi alese din STAS 3202 (pas fin), STAS 3126 (pas normal) şi 3125 (pas mare).

Tabelul 4.2

Caracteristici geometrice şi funcţionale ale filetului trapezoidal

Profilul de bază (SR ISO 2901) este profilul teoretic corespunzător dimensiunilor de bază şi anume: diametrul exterior, diametrul mediu şi diametrul interior (fig. 4.2.1).

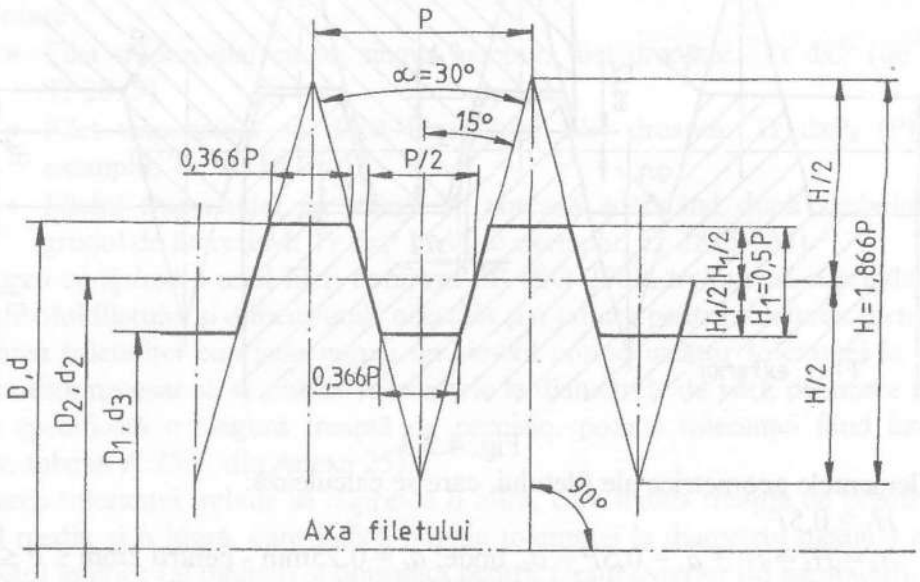


Fig. 4.2.1

Profilele reale ale filetelor şurubului (exterior) şi piuliţei (interior), numite în SR ISO 2901 *profilele la maximum de material*, au dimensiunile prezentate în fig. 4.2.2 - profilele cu joc la fundul filetului (a_c) şi fără joc pe flancuri - şi în fig. 4.2.3 - profilele cu joc la fundul filetului (a_c) şi cu joc pe flancuri ($s/2$).

Unghiul profilului filetului este $\alpha = 30^0$.

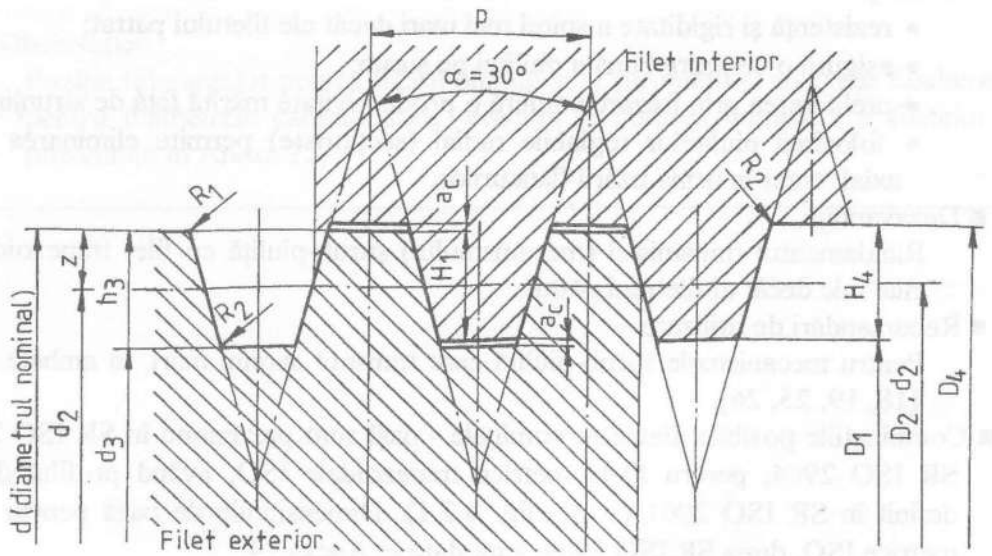


Fig. 4.2.2

Tabelul 4.2 (continuare)

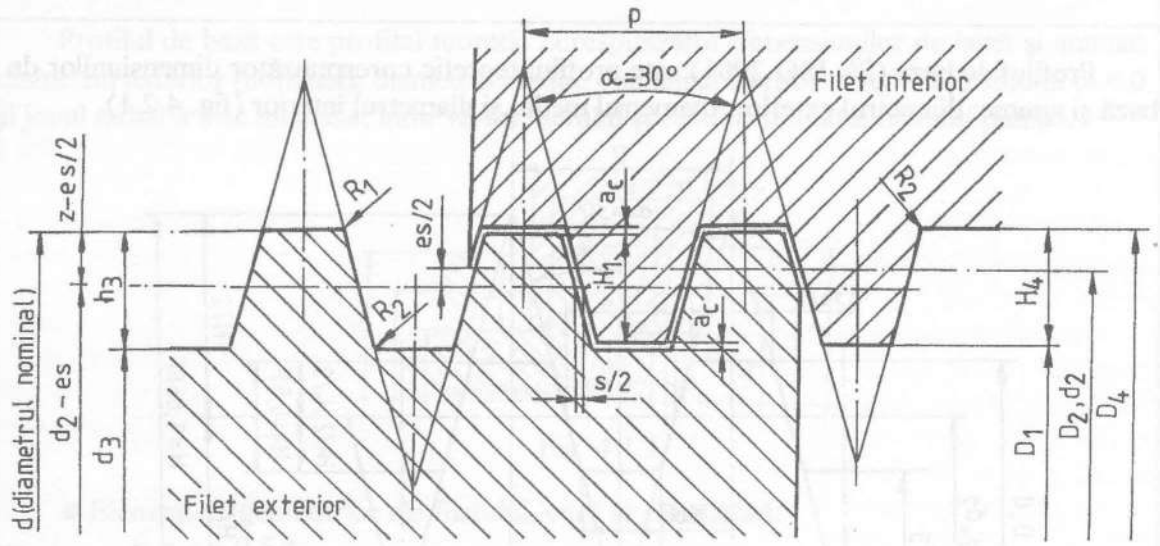


Fig. 4.2.3

■ Elementele geometrice ale filetului, care se calculează:

$H_1 = 0{,}5P$;

$h_3 = H_4 = H_1 + a_c = 0{,}5P + a_c$, unde: $a_c = 0{,}25$mm - pentru $2\text{mm} \le P \le 5\text{mm}$;

$a_c = 0{,}5$mm - pentru $6\text{mm} \le P \le 12\text{mm}$; $a_c = 1{,}0$mm - pentru $P \ge 14\text{mm}$;

$z = 0{,}25P = H_1/2$;

$R_{1max} = 0{,}5a_c$;

$R_{2max} = a_c$;

$s = 0{,}26795\ es$ - unde es este abaterea superioară pentru filetul exterior (v. Anexa 25).

■ Avantaje:

- rezistenţă şi rigiditate a spirei mai mari decât ale filetului pătrat;
- asigură o centrare bună a piuliţei pe şurub;
- prelucrarea prin frezare conferă o productivitate mărită faţă de strunjire;
- folosirea piuliţelor reglabile radial (secţionate) permite eliminarea jocului axial, creat în urma uzării flancurilor.

■ Dezavantaje

Randamentul transmisiei (mecanismului) şurub-piuliţă cu filet trapezoidal este mai mic decât al filetului pătrat.

■ Recomandări de utilizare

Pentru mecanismele şurub-piuliţă care transmit sarcini mari, în ambele sensuri [18, 19, 25, 26].

■ Combinaţiile posibile diametre nominale - paşi sunt prezentate în SR ISO 2902 şi SR ISO 2904, pentru filete metrice trapezoidale ISO, având profilul de bază definit în SR ISO 2901 (v. şi fig. 4.2.1). Dimensiunile de bază pentru filetele metrice ISO, după SR ISO 2904, sunt date în Anexa 24.

Tabelul 4.2 (continuare)

Diametrele nominale sunt plasate pe trei şiruri, recomandându-se folosirea celor din şirul 1 (notat îngroşat în Anexa 24) şi dacă este necesar din şirul 2. Pentru diametrul nominal sunt prezentaţi doi sau trei paşi (fin şi normal, respectiv fin, normal şi mare, pasul normal fiind prezentat îngroşat în Anexa 24), recomandându-se folosirea paşilor normali.

■ Notare

- Filet trapezoidal cu un singur început, filet dreapta: Tr dxP (de exemplu, Tr 28x5).
- Filet trapezoidal cu două începuturi, filet dreapta: Tr dxP_h (PP_{profil}) (de exemplu, Tr 28x10 (P5)).
- Filetul trapezoidal pe stânga se notează adăugând după simbolul filetului grupul de litere LM: Tr dxP LM (de exemplu, Tr 28x5 LM).

Notarea completă a unui filet, conform SR ISO 2903, trebuie să cuprindă o notare pentru simbolul filetului şi dimensiunile acestuia şi o notare pentru toleranţa filetului.

Notarea toleranţei cuprinde numai un simbol corespunzător toleranţei la diametrul mediu. Nu este necesar să se noteze toleranţele la diametrele de vârf, deoarece pentru D_1 şi d este specificată o singură treaptă de precizie, poziţia toleranţei fiind întotdeauna aceeaşi (v. tabelul A 25.7, din Anexa 25).

Notarea toleranţei trebuie să cuprindă o cifră, care indică treapta de precizie pentru diametrul mediu şi o literă, care indică poziţia toleranţei la diametrul mediu - majusculă pentru filetul interior (al piuliţei) şi obişnuită pentru filetul exterior (al şurubului).

Astfel, pentru un filet trapezoidal cu diametrul nominal de 40mm şi pasul de 7mm, filetul fiind dreapta, cu un singur început, simbolurile prin care vor fi definite elementele componente şi toleranţele pentru piuliţă, şurub şi ajustajul filetat sunt:

- pentru piuliţă (filet interior): Tr 40x7 - 7H;
- pentru şurub (filet exterior): Tr 40x7 - 7e;
- pentru ajustajul filetat: Tr 40x7 - 7H/7e.

■ Observaţie:

Poziţia toleranţelor pentru filetul piuliţei şi al şurubului şi abaterile fundamentale pentru diametrele caracteristice, precum şi notarea completă a filetelor sunt prezentate în Anexa 25.

Tabelul 4.3

Caracteristici geometrice şi funcţionale ale filetului rotund

Profilul nominal al filetului exterior şi cel al filetului interior (fig. 4.3.1) sunt profilele care definesc dimensiunile nominale ale filetului şi anume: diametrul exterior, diametrul mediu, diametrul interior (STAS 668), unghiul profilului $\alpha = 30^0$ şi jocul ***a*** la vârf şi la fund, centrarea fiind pe flancuri.

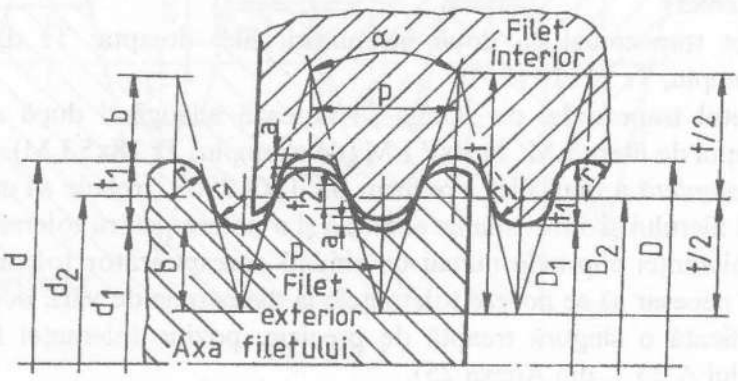


Fig. 4.3.1

■ Elementele geometrice ale filetului, care se calculează:

$t = 1{,}866P$; $b = 0{,}683P$;
$t_1 = 0{,}5P$; $r = 0{,}2385P$;
$t_2 = 0{,}0835P$; $r_1 = 0{,}255579P$;
$a = 0{,}05P$; $r'_1 = 0{,}221P$.

■ Avantaje:

- rezistenţă sporită (faţă de filetul trapezoidal) la oboseală, concentratorii de la fundul filetului fiind neînsemnaţi, datorită razelor de racordare mari;
- funcţionare mai sigură şi durabilitate sporită, în condiţii nefavorabile de exploatare (praf, nisip, noroi, apă);
- montarea este uşoară, datorită lipsei muchiilor.

■ Dezavantaje

Tehnologia de fabricaţie mai dificilă, forma frezei fiind mult mai complexă faţă de celelalte tipuri de filete.

■ Recomandări de utilizare

La mecanisme şurub-piuliţă supuse la sarcini dinamice mari,cu înşurubări şi deşurubări repetate, în prezenţa impurităţilor.

■ Notare

- Filet rotund cu un început, filet dreapta: Rd dxP (de exemplu, Rd 40x4,233).
- Filet rotund cu două începuturi, filet dreapta: Rd dxP_{elicei} (PP_{profil}) (de exemplu, Rd 40x8,466 (P 4,233)).

Tabelul 4.4

Caracteristici geometrice şi funcţionale ale filetului ferăstrău

Profilul nominal al filetului exterior şi cel al filetului interior (fig. 4.4.1) sunt profilele care definesc dimensiunile nominale ale filetului şi anume: diametrul exterior, diametrul mediu, diametrul interior (STAS 2234/1; 2234/2; 2234/3). Unghiul profilelor active $\alpha = 3^0$ şi unghiul profilelor pasive, între care se realizează jocul ***a***, $\alpha' = 30^0$.

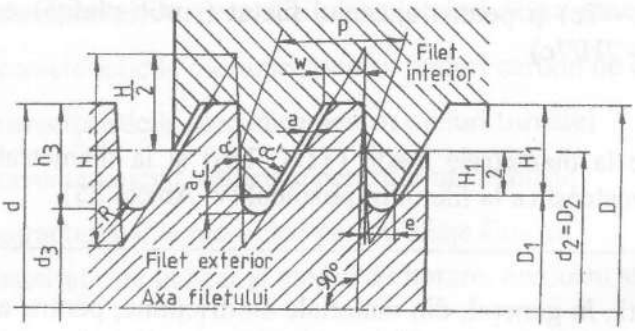


Fig. 4.4.1

■ Elementele geometrice ale filetului, care se calculează:

$d = D$; $h_3 = H_1 + a_c = 0{,}86777P$;

$H = 1{,}5878P$; $a = 0{,}1\sqrt{P}$;

$H_1 = 0{,}75P$; $w = 0{,}26348P$;

$a_c = 0{,}11777P$; $e = w - a$;

$R = 0{,}12427P$.

■ Avantaje:

- centrare bună a piuliţei în raport cu şurubul;
- preia sarcini mari, într-un singur sens;
- fundul filetului este executat cu rază mare de racordare, fapt pentru care concentratorul de tensiuni este foarte mic;
- randament foarte apropiat de cel al filetului pătrat, datorită înclinării mici a profilului activ (înclinare tehnologică);
- se execută prin frezare, cu productivitate mare.

■ Dezavantaje

Preia sarcina într-un singur sens.

■ Recomandări de utilizare

Pentru transmiterea sarcinilor mari, variabile şi cu şoc, într-un singur sens (exemple: construcţia preselor, cârligele macaralelor grele etc.).

■ Notare

- Filet ferăstrău cu un început, filet dreapta: S dxP (de exemplu, S 36x6).
- Filet ferăstrău cu mai multe începuturi: S $dxP_h(PP_{profil})$ (de exemplu, S 36x12 (P6)).
- Filet ferăstrău stânga, cu un început: S dxP LM (de exemplu, S 36x6 LM).
- Filet ferăstrău stânga, cu două începuturi: S dxP_h (PP_{profil}) LM (de exemplu, S 36x12 (P6) LM).

Tabelul 4.4 (continuare)

Notarea completă a filetului ferăstrău, cu indicarea câmpului de toleranţă, se face conform STAS 2234/3.

Câmpul de toleranţă se notează prin simbolul câmpului de toleranţă al *diametrului mediu*. Simbolul câmpului de toleranţă se plasează după simbolul filetului (notat mai înainte) şi despărţit de acesta printr-o linioară. Astfel, pentru filetul interior, notaţia este S dxP - 7H (de exemplu, S 36x6 - 7H), pentru filetul exterior este S dxP - 7c (de exemplu, S 36x6 - 7c) şi pentru ajustajul filetat (şurub-piuliţă) este S dxP - 7H/7c (de exemplu, S 36x6 - 7H/7c).

■ Observaţie

Toleranţele la diametrele medii (TD_2, Td_2) şi la diametrele interioare (TD_1, Td_3) sunt aceleaşi ca la filetul trapezoidal (v. Anexa 25).

Piuliţele se execută, în general, din materiale antifricţiune, pentru a se diminua frecarea şi uzura în timpul funcţionării. Pentru piuliţele fixe (la cricurile telescopice, cu dublă acţiune, prese) se folosesc cu precădere aliaje de tip Cu-Sn (Anexa 17) sau fonte cenuşii (Anexa 16). Deoarece caracteristicile mecanice ale acestor materiale sunt mai scăzute decât ale oţelului din care este executat şurubul, uzarea se produce la nivelul filetului piuliţei, fiind "protejat" astfel şurubul, mai dificil de executat şi cu dimensiuni mult mai mari.

În situaţia în care piuliţele au forme speciale - prezintă bolţuri, la piuliţele cricurilor cu pârghii, sau când piuliţa este corp comun cu roata de clichet, la cricul cu piuliţă rotitoare - materialele folosite se recomandă a fi oţelurile de uz general pentru construcţii sau oţeluri carbon de calitate (v. Anexele 13 şi 14).

Corpurile cricurilor se execută în construcţie turnată, materialele recomandate fiind oţelurile turnate (Anexa 15) sau fontele cenuşii (Anexa 16), respectiv în construcţie sudată, elementele componente ce urmează a fi sudate fiind executate din oţeluri de uz general pentru construcţii (Anexa 13). Alegerea variantei constructive - turnată sau sudată - se justifică în funcţie de seria de fabricaţie.

În cazul cricurilor cu pârghii, corpul este format din placa de sprijin pe sol şi cea de susţinere a cupei, între acestea şi piuliţe (în cazul cricului cu două piuliţe), respectiv între acestea şi o piuliţă şi un lagăr de susţinere (în cazul cricului cu o piuliţă) se interpun pârghiile, prin asamblări cu bolţuri. Plăcile de susţinere se recomandă a fi executate în construcţie turnată, folosindu-se ca material oţelul turnat (Anexa 15), respectiv fonta cenuşie (Anexa 16), sau se execută prin aşchiere, din oţel de uz general pentru construcţii (Anexa 13). Pârghiile se execută din tablă de oţel, forma acestora fiind obţinută prin ştanţare şi/sau prelucrare mecanică.

Cupa, ca element de susţinere a sarcinii, se execută în construcţie turnată, materialele fiind oţel turnat (Anexa 15), respectiv fontă cenuşie (Anexa 16), sau se obţin în urma prelucrărilor mecanice, din oţel de uz general pentru construcţii (Anexa 13).

Clichetul, în construcţie orizontal sau vertical, se execută din tablă, prin prelucrări mecanice.

Manivela se execută în construcţie turnată, cu prelucrări mecanice ulterioare, din oţel turnat (Anexa 15) sau fontă cenuşie (Anexa 16), sau din oţel de uz general pentru construcţii, prin prelucrări mecanice.

În calculele de rezistenţă sunt necesare caracteristicile mecanice principale ale acestor materiale - rezistenţa la rupere la tracţiune (R_m), limita de curgere (R_e, respectiv R_{p02}) şi eventualele durităţi la livrare*). Pentru materialele uzual folosite la mecanismele şurub-piuliţă de tip cric, sunt prezentate, în Anexele 13...17, aceste caracteristici mecanice, după cum urmează:

- Anexa 13 - caracteristicile mecanice pentru oţeluri de uz general pentru construcţii;
- Anexa 14 - caracteristicile mecanice pentru oţeluri carbon de calitate;
- Anexa 15 - caracteristicile mecanice pentru oţeluri turnate;
- Anexa 16 - caracteristicile mecanice pentru fonte cenuşii;
- Anexa 17 - caracteristicile mecanice pentru aliaje Cu-Sn.

Pentru fiecare material este indicat şi modul de notare, conform standardelor în vigoare.

4.4. CALCULUL MECANISMELOR ŞURUB-PIULIŢĂ

Proiectarea transmisiilor mecanice de tipul mecanismelor şurub-piuliţă impune rezolvarea problemelor legate de stabilirea structurii mecanismului, de calculul de rezistenţă al elementelor componente, de stabilirea formei constructive a acestora, care să răspundă unei funcţionări corecte, pentru ca în final să fie definitivată forma constructivă a ansamblului mecanismului.

Pentru elaborarea proiectului este necesară parcurgerea unor etape, ce vor fi prezentate în continuare, astfel structurate încât rezultatele fiecăreia să furnizeze date pentru etapa următoare şi/sau să definească forma elementului proiectat.

4.4.1. Stabilirea schemei structurale a mecanismului şi a încărcării principalelor elemente componente

Prin schemele structurale, stabilite de către proiectant, se evidenţiază elementele componente ale mecanismului şi modul de funcţionare a ansamblului transmisiei, fiind posibilă determinarea încărcării fiecărui element, în vederea efectuării calculului de rezistenţă. Pe schemele structurale, mecanismul de acţionare este prezentat simplificat, structura acestuia fiind stabilită într-o etapă ulterioară.

Realizarea corectă a schemei structurale şi înţelegerea modului de funcţionare a transmisiei sunt foarte importante în faza iniţială a realizării proiectului, de ele depinzând, în mare măsură, proiectarea corectă a ansamblului şi atingerea performanţelor impuse prin tema de proiectare.

În continuare, se prezintă schemele structurale şi încărcarea principalelor elemente componente ale mecanismelor şurub-piuliţă utilizate mai frecvent.

*) În unele lucrări se folosesc notaţiile $R_m \rightarrow \sigma_r$ şi $R_e \rightarrow \sigma_{02}$.

4.4.1.1. Cricul simplu

Schema structurală şi sarcinile care încarcă elementele cricului simplu sunt prezentate în fig. 4.4. Principalele elemente ale unui cric simplu sunt: cupa 1, şurubul de mişcare 2, piuliţa fixă 3, corpul 4 şi mecanismul de acţionare 5, prin care se intervine asupra şurubului de mişcare 2.

Pe schema structurală se poate urmări modul de funcţionare al cricului simplu (fig. 4.4, a). Prin intermediul mecanismului de acţionare 5, se produce rotirea şurubului 2 în piuliţa 3, acesta executând şi mişcarea de translaţie, în sensul ridicării (coborârii) sarcinii. Între cupa 1, care rămâne fixă în procesul ridicării (coborârii) sarcinii, şi şurubul de mişcare 2, care se roteşte faţă de aceasta, se formează o cuplă de frecare de tip pivot.

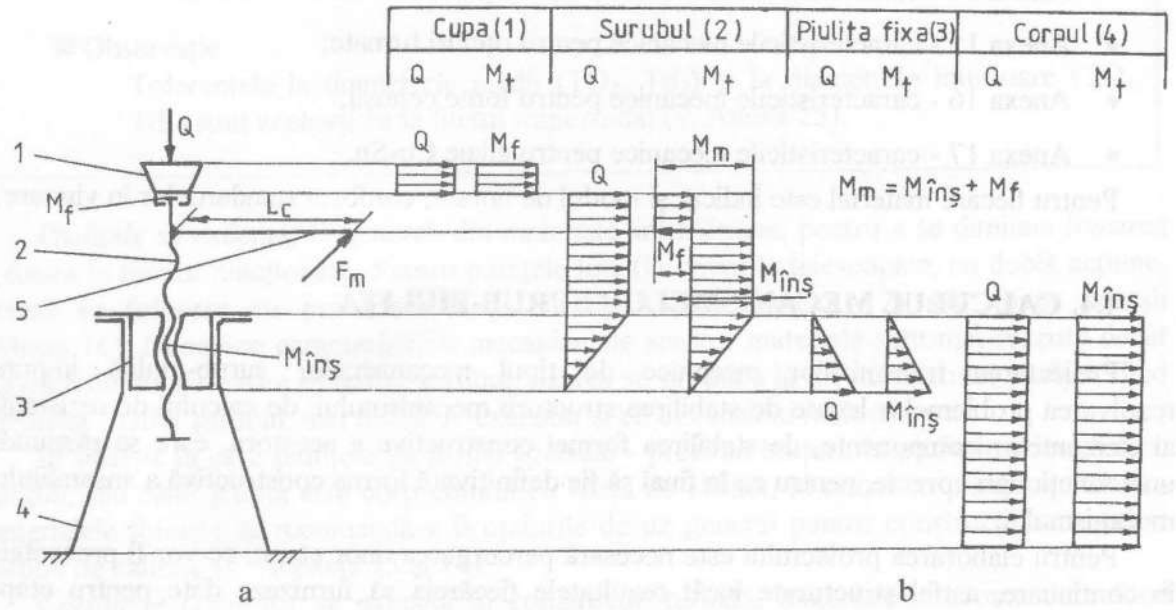


Fig. 4.4

Pe schema structurală se poate stabili şi încărcarea elementelor componente (fig. 4.4, b). Toate elementele cricului simplu sunt solicitate la compresiune - de sarcina de ridicat Q - şi la torsiune - de momente de torsiune ce se pot stabili urmărind funcţionarea cricului. Pentru cupă şi şurubul de mişcare - pe porţiunea dintre cupă şi mecanismul de acţionare - momentul de torsiune este momentul de frecare M_f care apare în cupla de frecare dintre aceste elemente. Celelalte elemente şi şurubul de mişcare - pe porţiunea dintre mecanismul de acţionare şi piuliţa fixă - sunt solicitate de momentul de înşurubare $M_{înş}$ din cupla elicoidală şurub-piuliţă fixă. Momentul motor M_m, realizat de mecanismul de acţionare, trebuie să echilibreze atât momentul de înşurubare $M_{înş}$ cât şi pe cel de frecare M_f, deci $M_m = M_{înş} + M_f$.

4.4.1.2. Cricul cu piuliţă rotitoare

Schema structurală şi sarcinile care încarcă elementele cricului cu şurub şi piuliţă rotitoare sunt prezentate în fig. 4.5. Principalele elemente ale acestui cric sunt: cupa 1, şurubul de mişcare 2, piuliţa rotitoare 3, corpul 4 şi mecanismul de acţionare 5, prin care se intervine asupra piuliţei rotitoare.

Modul de funcţionare al cricului cu piuliţă rotitoare se poate urmări pe schema structurală (fig. 4.5, a). Prin rotirea piuliţei 2, prin intermediul mecanismului de acţionare 5, şurubul 2 va executa doar mişcarea de translaţie, în sensul ridicării (coborârii) sarcinii, rotirea acestuia fiind împiedicată de cupla de translaţie realizată între şurub şi corpul 4.

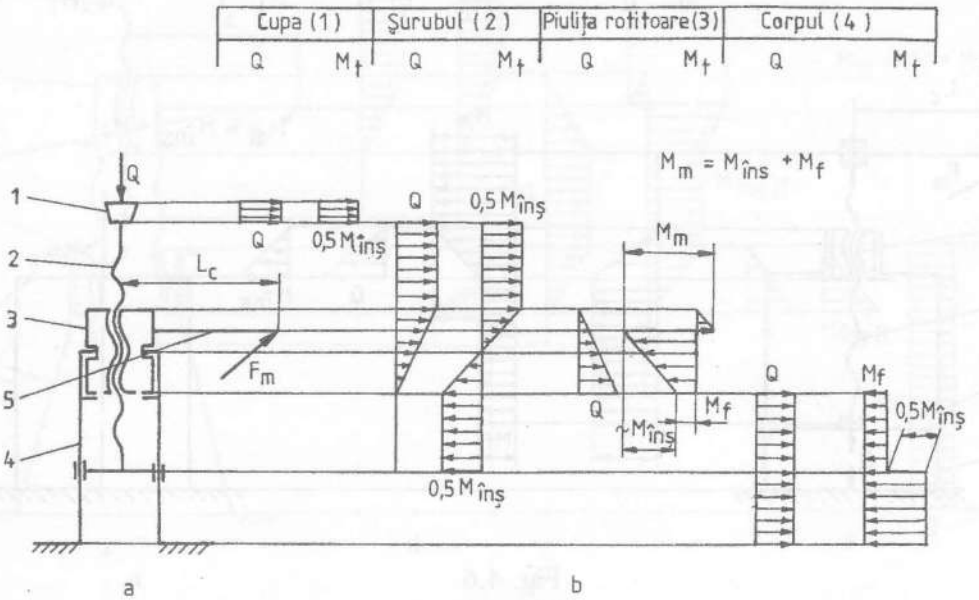


Fig. 4.5

Datorită imposibilităţii rotirii şurubului la cele două capete (în zona cupei şi cea a corpului), acesta poate fi considerat, în timpul funcţionării, ca o grindă încastrată la ambele capete, solicitată la torsiune. Dacă se cunoaşte momentul de înşurubare $M_{înş}$, din cupla elicoidală şurub-piuliţă, din echilibrul şurubului, rezultă încărcarea la torsiune în sens invers a porţiunilor de şurub dintre piuliţă şi cupă, respectiv dintre piuliţă şi corp. Fiecare din aceste porţiuni vor fi încărcate cu momente de torsiune egale cu $0{,}5M_{înş}$, trecerea de la un sens la celălalt de încărcare a tijei şurubului realizându-se în zona centrală a piuliţei (fig. 4.5, b).

Cealaltă solicitare a elementelor cricului este compresiunea, sarcina care încarcă aceste elemente fiind sarcina de ridicat Q.

Prin mecanismul de acţionare, montat pe piuliţă, trebuie să se realizeze un moment motor M_m care să echilibreze atât momentul de înşurubare $M_{înş}$ cât şi momentul de frecare M_f ce apare în cupla de frecare (de regulă un rulment axial) dintre piuliţă şi corp, deci $M_m = M_{înş} + M_f$.

4.4.1.3. Presa cu şurub cu două coloane

Schema structurală şi sarcinile care încarcă elementele presei cu şurub şi două coloane sunt prezentate în fig. 4.6. Principalele elemente ale presei sunt: şurubul de mişcare 1, piuliţa fixă 2, traversa mobilă 3, cadrul 4 şi mecanismul de acţionare 5, prin care se acţionează asupra şurubului de mişcare. Cadrul 4 (fig. 4.6, c) este format din placa de bază 6, traversa fixă 7 şi coloanele 8.

Modul de funcţionare se poate urmări pe schema structurală (fig. 4.6, a). Şurubul de mişcare 1 realizează atât mişcarea de rotaţie, în urma utilizării mecanismului de acţionare 5,

cât şi mişcarea de translaţie, prin care se deplasează traversa mobilă 3 şi se realizează forţa de presare Q. Legătura dintre şurubul de mişcare şi traversa mobilă se realizează printr-o cuplă de frecare axială - cu frecare de alunecare sau cu frecare de rostogolire (rulment axial).

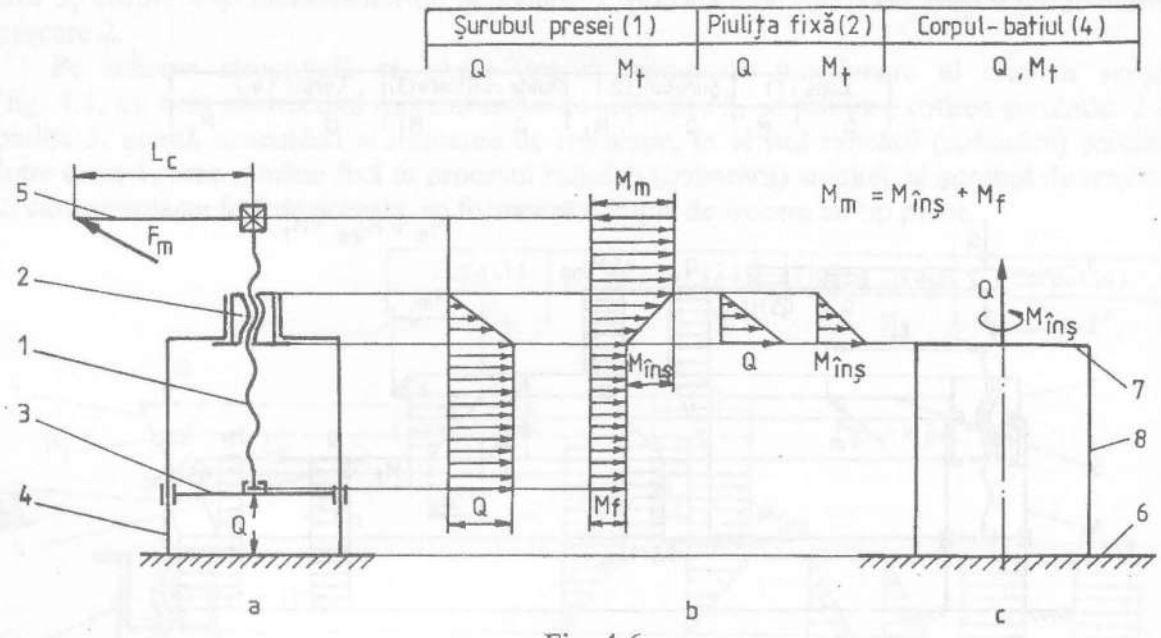


Fig. 4.6

Conform modului de funcţionare, se pot stabili principalele solicitări pentru elementele presei. Şurubul de mişcare 1 este solicitat la compresiune de sarcina Q şi la torsiune de momentul de frecare M_f dintre şurub şi traversa mobilă. Piuliţa fixă 2 este solicitată la tracţiune de sarcina Q şi la torsiune de momentul din cupla elicoidală $M_{înş}$. Principalele solicitări ale celorlalte elemente sunt: tracţiune pentru coloane, încovoiere pentru traverse - fixă şi mobilă. Diagramele de încărcare ale elementelor presei cu şurub şi două coloane sunt prezentate în fig. 4.6, b.

Momentul realizat prin mecanismul de acţionare trebuie să echilibreze atât momentul de înşurubare $M_{înş}$ cât şi pe cel de frecare M_f, deci $M_m = M_{înş} + M_f$.

4.4.1.4. Cricurile telescopic şi cu dublă acţiune

Aceste cricuri, cu două şuruburi, sunt identice din punct de vedere structural, fiind compuse din aceleaşi elemente, după cum rezultă din schemele structurale prezentate în fig. 4.7, a - pentru cricul telescopic şi în fig. 4.8, a - pentru cricul cu dublă acţiune. Aceste elemente sunt: cupa 1, şurubul principal 2, şurubul secundar 3, piuliţa fixă 4, corpul 5 şi mecanismul de acţionare 6, prin care se acţionează asupra şurubului secundar 3.

Diferenţa între cele două scheme este de ordin constructiv, în sensul că la cricul telescopic cupa 1 şi capul şurubului principal 2 formează o cuplă de frecare axială - cu frecare de alunecare sau cu frecare de rostogolire (rulment axial) - în timp ce la cricul cu dublă acţiune cupa 1 este solidarizată de capul şurubului principal 2, executând aceleaşi mişcări cu acesta.

Modul de funcţionare al celor două cricuri, datorită acestei diferenţe constructive, este sensibil diferit.

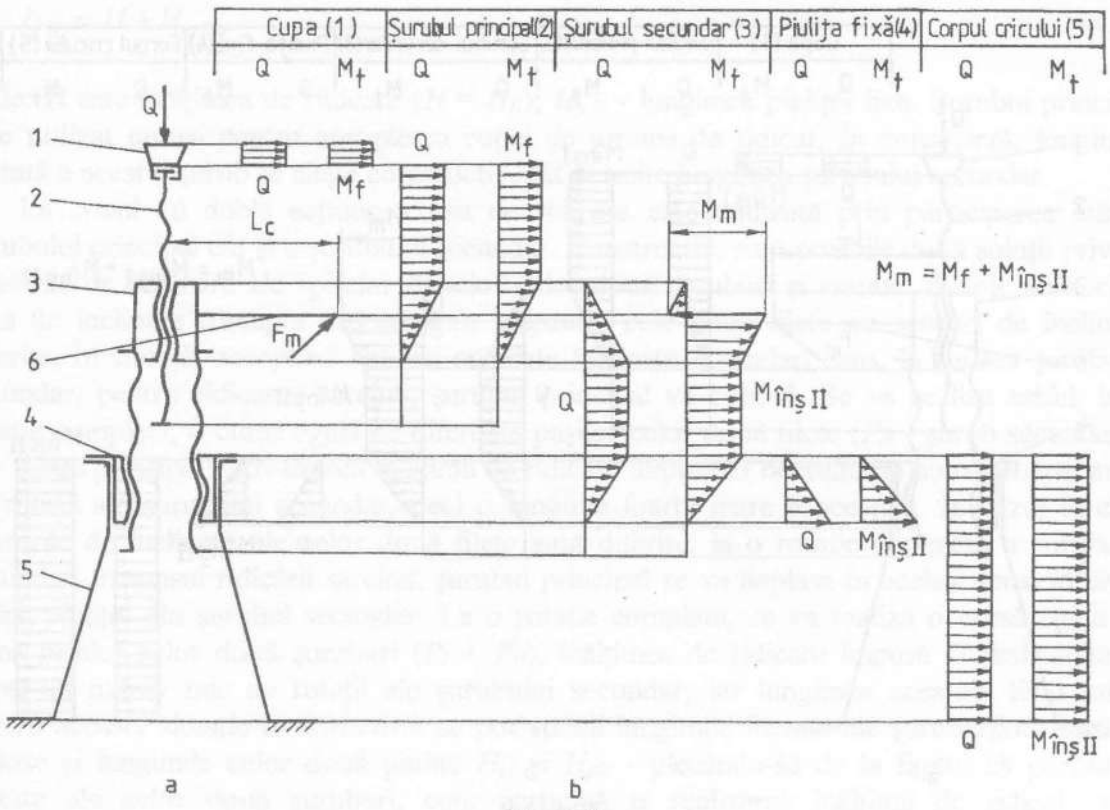


Fig. 4.7

Astfel, la cricul telescopic, din fig. 4.7, a, se observă că la acţionarea mecanismului de acţionare 6, ataşat şurubului secundar 3, acesta se va roti împreună cu şurubul principal 2, cele două şuruburi fiind solidarizate în cupla elicoidală şurub principal - piuliţă din şurubul secundar (dacă $M_{înş\ I} > M_f$). În acest fel, apar mişcări relative între capul şurubului principal 2 şi cupa 1, respectiv între şurubul secundar 3 şi piuliţa fixă 4. Cunoscând modul de funcţionare, se pot stabili sarcinile care încarcă elementele componente (fig. 4.7, b). Astfel, cupa 1 şi şurubul principal 2 sunt solicitate la compresiune de sarcina de ridicat Q şi la torsiune de momentul de frecare M_f din cupla de frecare; şurubul secundar 3 şi corpul 5 sunt solicitate la compresiune de sarcina de ridicat Q şi la torsiune de momentul de înşurubare $M_{înş\ II}$ din cupla elicoidală şurub secundar-piuliţă fixă; piuliţa fixă 4 este solicitată la tracţiune de sarcina de ridicat Q şi la torsiune de momentul $M_{înş\ II}$.

La cricul cu dublă acţiune, din fig. 4.8, a, se observă că prin intervenţia asupra mecanismului de acţionare 6, ataşat şurubului secundar 3, acesta se va roti împreună cu piuliţa şurubului principal, cu care face corp comun, astfel încât şurubul principal 2 va efectua doar o mişcare de translaţie, împreună cu cupa 1, solidarizată de acesta. În acest fel, apar mişcări relative şi momente de torsiune în cele două cuple elicoidale: $M_{înş\ I}$ - în cupla elicodală şurub principal-piuliţa din şurubul secundar şi $M_{înş\ II}$ - în cupla elicoidală şurub secundar-piuliţă fixă. În această fază se pot stabili şi sarcinile care încarcă elementele componente (fig. 4.8, b). Astfel, cupa 1 şi şurubul principal 2 sunt solicitate la compresiune de sarcina de ridicat Q şi la torsiune de momentul de înşurubare $M_{înş\ I}$; şurubul secundar şi corpul sunt solicitate la compresiune, iar piuliţa fixă este solicitată la tracţiune de sarcina de ridicat Q şi toate acestea la torsiune de momentul de înşurubare $M_{înş\ II}$.

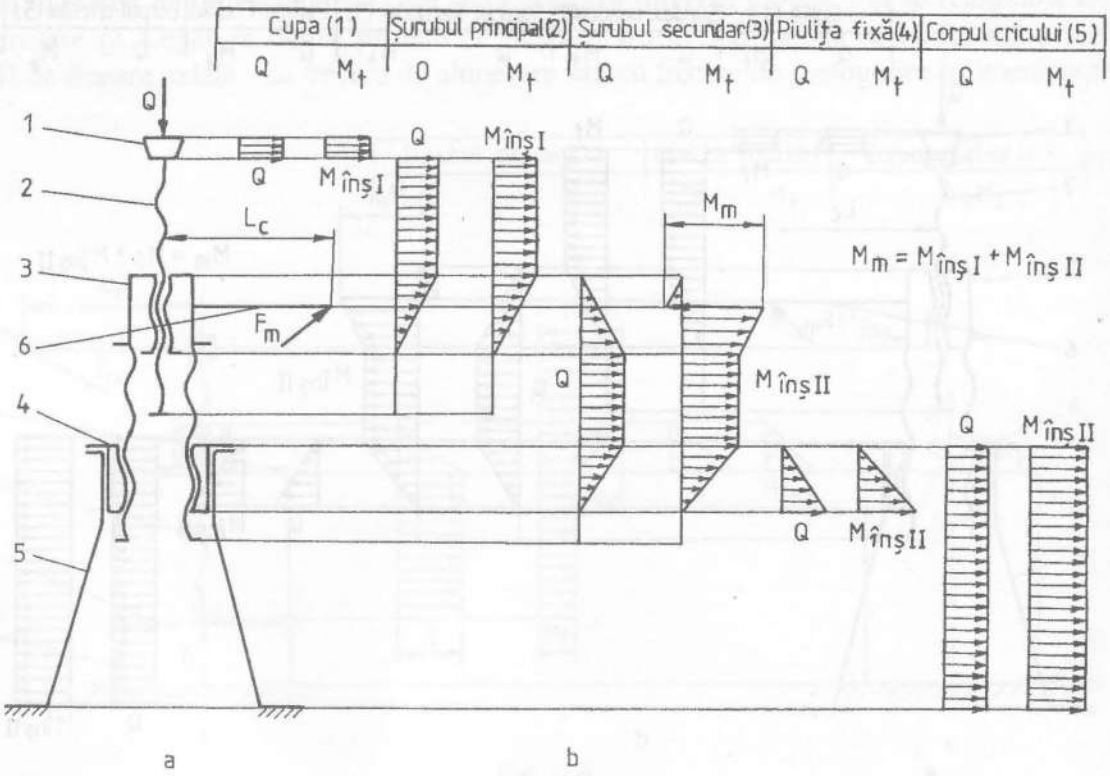


Fig. 4.8

La ambele cricuri, în locul în care este plasat mecanismul de acţionare, acţionează întregul moment motor, determinat cu relaţia

$$M_m = F_m L_c, \tag{4.1}$$

în care: F_m = 150...350 N reprezintă forţa cu care acţionează utilizatorul; L_c - lungimea manivelei.

La calculul momentului motor, trebuie să se ţină seama de momentele rezistente:

- pentru cricul telescopic

$$M_m = M_f + M_{înş\ II}; \tag{4.2}$$

- pentru cricul cu dublă acţiune

$$M_m = M_{înş\ I} + M_{înş\ II}. \tag{4.3}$$

Pentru alegerea uneia din cele două variante de cricuri cu două şuruburi, se poate apela şi la criteriul dimensional (înălţimea cricului în poziţie strânsă), în condiţiile impunerii aceleiaşi înălţimi de ridicat H. Pentru a se putea compara aceste dimensiuni, se va stabili, pentru fiecare din cele două soluţii constructive, modul de realizare a cursei de ridicare.

La cricul telescopic, cursa de ridicat este realizată în totalitate de şurubul secundar, lungimea filetată a acestuia fiind

$$l_{s\,II} = H + H_{p\,II}, \tag{4.4}$$

unde: H este înălţimea de ridicare ($H = H_{II}$); $H_{p\,II}$ - lungimea piuliţei fixe. Şurubul principal este utilizat numai pentru apropierea cupei de sarcina de ridicat. În consecinţă, lungimea filetată a acestui şurub se alege constructiv, cât permite lungimea şurubului secundar.

La cricul cu dublă acţiune, cursa de ridicare este realizată prin participarea atât a şurubului principal cât şi a şurubului secundar. Constructiv, sunt posibile două soluţii privind sensurile de înclinare ale spirelor filetelor celor două şuruburi şi anume: filetele au acelaşi sens de înclinare (dreapta sau stânga), respectiv cele două filete au sensuri de înclinare diferite. În situaţia acceptării soluţiei cu filete înclinate în acelaşi sens, la rotirea şurubului secundar, pentru ridicarea sarcinii, şurubul principal va coborâ. Se va realiza astfel, la o rotaţie completă, o cursă egală cu diferenţa paşilor celor două filete (P_{II} - şurub secundar şi P_I - şurub principal). Realizarea înălţimii de ridicare impuse H necesită un număr foarte mare de rotaţii ale şurubului secundar, deci o lungime foarte mare a acestuia. În cazul în care sensurile de înclinare ale celor două filete sunt diferite, la o rotaţie completă a şurubului secundar, în sensul ridicării sarcinii, şurubul principal se va deplasa în acelaşi sens, în urma rotirii piuliţei din şurubul secundar. La o rotaţie completă, se va realiza o cursă egală cu suma paşilor celor două şuruburi ($P_I + P_{II}$), înălţimea de ridicare impusă H realizându-se printr-un număr mic de rotaţii ale şurubului secundar, iar lungimea acestuia fiind mică. Pentru această situaţie constructivă, se pot stabili lungimile filetate ale şuruburilor, dacă se cunosc şi lungimile celor două piuliţe H_{pI} şi H_{pII} - plecându-se de la faptul că porţiunile filetate ale celor două şuruburi, care participă la realizarea înălţimii de ridicat, sunt proporţionale cu paşii acestora $\left(\frac{P_I}{P_{II}} = \frac{l_I}{l_{II}}\right)$ - cu relaţiile:

$$l_{s1} = H_I + H_{pI} = H\frac{P_I}{P_I + P_{II}} + H_{pI}; \tag{4.5}$$

$$l_{s\,II} = H_{II} + H_{pII} = H\frac{P_{II}}{P_{II} + P_I} + H_{pII}. \tag{4.6}$$

De regulă, lungimea şurubului principal se alege mai mare decât cea rezultată din calculul cu relaţia (4.5), diferenţa dintre aceste lungimi fiind utilizată pentru apropierea şurubului principal de sarcină.

4.4.1.5. Cricuri cu pârghii

Schemele structurale şi implicit modul de funcţionare al cricului cu pârghii sunt diferite de ale celorlalte cricuri, la ridicarea sarcinii participând şi noile elemente ale acestora - pârghiile.

Frecvent folosite sunt cricul cu pârghii cu o piuliţă (tip Dacia), a cărui schemă structurală este prezentată în fig. 4.9, a, şi cricul cu pârghii cu două piuliţe, cu schema structurală prezentată în fig. 4.10, a.

Principalele părţi componente ale acestor cricuri sunt: cupa 1, suportul cupei 2, pârghiile

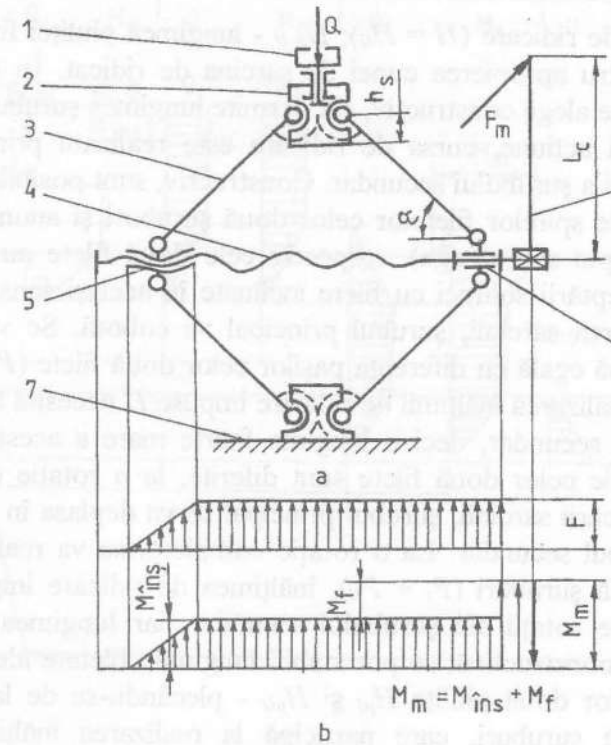


Fig. 4.9

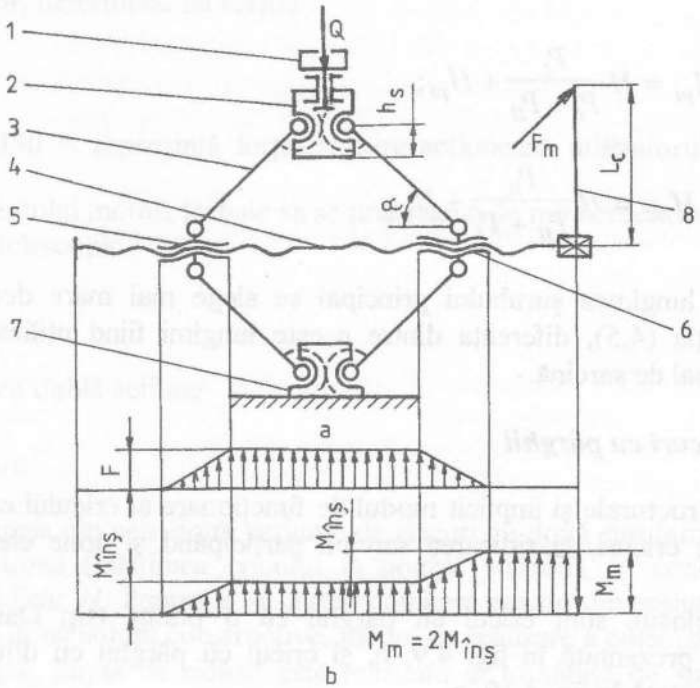


Fig. 4.10

3 (în număr de opt), şurubul de mişcare 4, piuliţa 5 şi lagărul cilindric 6 - la cricul cu o piuliţă, respectiv piuliţele 5 si 6 - la cricul cu două piuliţe, placa de bază 7 şi mecanismul de acţionare 8, ataşat şurubului de mişcare 4.

Modul de funcţionare al celor două cricuri se stabileşte urmărind schemele structurale ale acestora.

Astfel, la cricul cu pârghii cu o piuliţă (fig. 4.9, a), la care patru pârghii sunt articulate la bolţurile piuliţei 5 şi celelalte patru la bolţurile lagărului cilindric 6, la o rotaţie completă a şurubului, piuliţa 5 se apropie de lagărul 6 cu un pas al filetului, realizând o înălţime de ridicare ce depinde şi de lungimea pârghiilor. Realizarea înălţimii de ridicare se face cu distanţe variabile, mai mari în apropierea valorii minime a unghiului α de poziţie al pârghiei şi mai mici la valori mai mari ale aceluiaşi unghi.

La cricul cu două piuliţe (fig. 4.10, a), la care patru pârghii sunt articulate cu piuliţa 5 şi celelalte patru cu piuliţa 6, la o rotaţie completă a şurubului, cele două piuliţe se apropie cu doi paşi ai filetului, înălţimea de ridicare fiind funcţie şi de lungimea pârghiilor. Şi la aceste cricuri înălţimea de ridicare se realizează cu distanţe variabile, mai mari la unghiuri α mici şi mai mici la valori mari ale aceluiaşi unghi. Pentru realizarea acestui mod de funcţionare, cele două porţiuni ale filetului ce formează cuple elicoidale cu piuliţele 5 şi 6 vor avea acelaşi filet, dar cu sensuri diferite de înclinare a spirelor, una filetată dreapta şi cealaltă filetată stânga.

Determinarea sarcinilor (forţe şi momente) care încarcă elementele componente ale cricurilor cu pârghii se poate efectua urmărind schema de încărcare cu forţe (fig. 4.11) şi schemele din fig. 4.9, b şi 4.10, b, în care este prezentată şi încărcarea cu momente.

Dacă forţele care încarcă elementele cricurilor cu pârghii cu una şi cu două piuliţe sunt identice, încărcarea cu momente este diferită (v. fig. 4.9, b şi 4.10, b).

Forţele care încarcă elementele cricurilor cu pârghii depind atât de sarcina de ridicat Q (constantă) cât şi de unghiul de poziţie al pârghiilor α (variabil). Solicitările fiind statice, pentru calculul de rezistenţă trebuie determinate sarcinile maxime, care corespund valorii minime ale unghiului de poziţie al pârghiilor α_{min}. Din raţiuni constructiv-funcţionale şi a mărimii sarcinilor, se acceptă o valoare minimă α_{min}. Din fig. 4.11 rezultă forţa care solicită pârghiile la compresiune

$$R = \frac{Q}{2\sin\alpha_{min}}, \tag{4.7}$$

respectiv forţa care solicită şurubul la tracţiune

$$F = Q\,\mathrm{ctg}\,\alpha_{min}. \tag{4.8}$$

Momentele de torsiune care apar în timpul funcţionării cricurilor cu pârghii, în zonele în care există mişcare relativă între elementele cricurilor, sunt funcţie de tipul cricului - cu o piuliţă sau cu două piuliţe.

La cricul cu pârghii cu o piuliţă, momentul care încarcă şurubul de mişcare este momentul de înşurubare $M_{înş}$, care apare în cupla elicoidală şurub-piuliţă. Momentul motor, realizat prin mecanismul de acţionare, trebuie să învingă suma momentelor rezistente:

momentul de înşurubare $M_{inş}$ şi momentul de frecare M_f, care apare în rulmentul axial cu bile, montat între şurubul 4 şi suportul lagărului 6, deci $M_m = M_{inş} + M_f$(v. fig. 4.9).

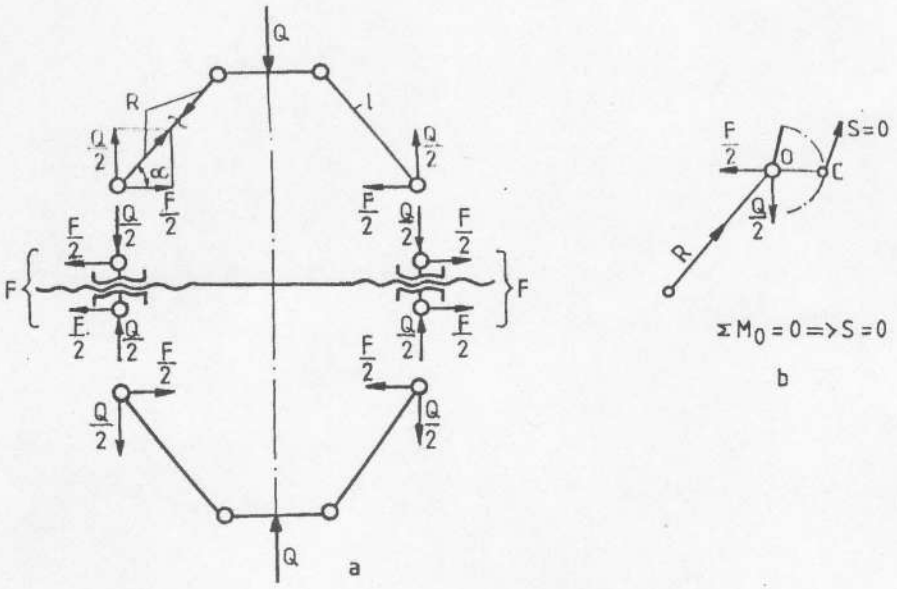


Fig. 4.11

La cricurile cu pârghii cu două piuliţe, şurubul de mişcare, pe porţiunea dintre cele două piuliţe, este solicitat la torsiune de momentul de înşurubare $M_{inş}$, care apare în prima cuplă elicoidală şurub-piuliţă. După cea de a doua piuliţă, se adaugă şi momentul de înşurubare din această cuplă elicoidală, astfel că momentul motor, realizat prin mecanismul de acţionare, este $M_m = 2M_{inş}$ (v. fig. 4.10).

Înălţimea de ridicare H este realizată prin alegerea corespunzătoare a lungimii pârghiei şi/sau a unghiului de poziţie maxim al acesteia. Deoarece în faza de proiectare este dificil a estima o anumită lungime a pârghiei, este recomandată alegerea unghiului de poziţie maxim α_{max} şi a celui minim α_{min} (se recomandă: $\alpha_{max} = 80^0$; $\alpha_{min} = 30^0$).

Lungimea pârghiei (fig. 4.12)

$$l = \frac{H}{2\left(sin\alpha_{max} - sin\alpha_{min}\right)}, \tag{4.9}$$

recomandându-se pentru l o valoare întreagă.

Lungimea filetată a şurubului se determină în funcţie de tipul cricului - cu una sau cu două piuliţe - şi este compusă din lungimea utilă l_u, necesară pentru ridicarea sarcinii, căreia i se adaugă lungimea piuliţei H_p şi lungimea necesară strângerii complete a cricului l_c, pentru depozitare.

Lungimea utilă se determină cu relaţiile (v. fig. 4.12):

- pentru cricul cu o piuliţă

$$l_u = 2l\left(\cos\alpha_{min} - \cos\alpha_{max}\right), \tag{4.10}$$

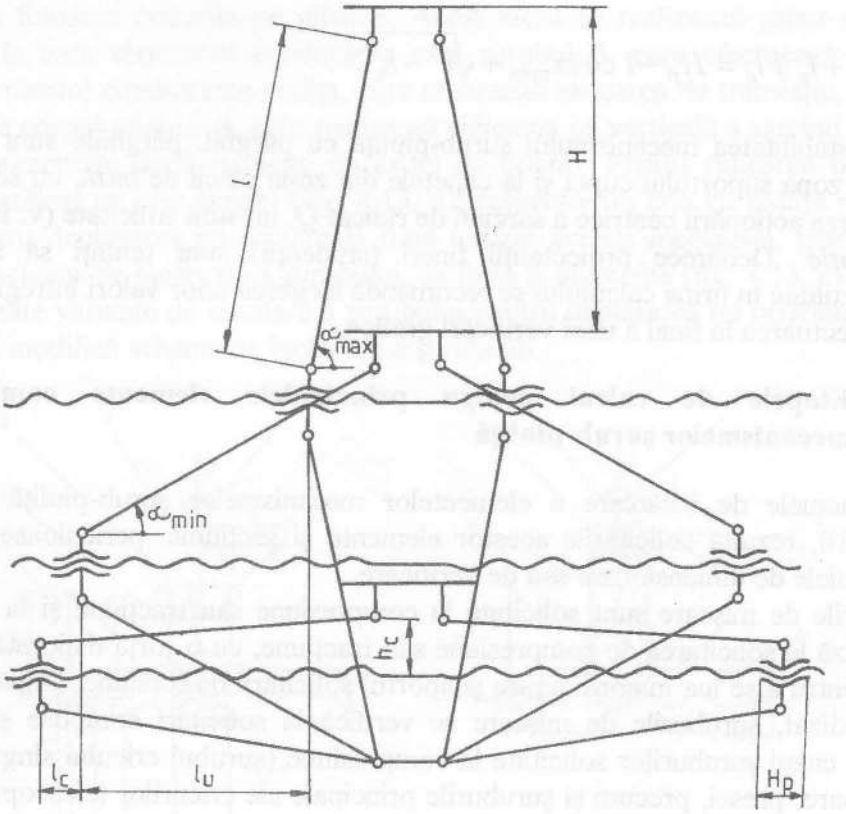


Fig. 4.12

- pentru cricul cu două piuliţe

$$l_u = l\left(\cos\alpha_{\min} - \cos\alpha_{\max}\right). \tag{4.11}$$

Lungimea necesară strângerii complete a cricului, în scopul ocupării unui gabarit minim la depozitare, se determină cu relaţia (v. fig. 4.12)

$$l_c = \sqrt{l^2 - h_c^2} - l\cos\alpha_{\min},$$

$$h_c = h_s + \frac{d}{2} + (3...5)\text{mm} \approx (1{,}05...1{,}25)d, \tag{4.12}$$

unde d este diametrul nominal al şurubului, iar h_s reprezintă înălţimea părţii inferioare a suportului cupei (v. fig. 4.9 şi 4.10).

Lungimea totală a porţiunilor filetate ale şuruburilor de mişcare se calculează cu relaţiile:

- pentru cricul cu o piuliţă

$$l_s = H_p + l_u + l_c = H_p + l\left(\cos\alpha_{\min} - 2\cos\alpha_{\max}\right) + \sqrt{l^2 - h_c^2}, \tag{4.13}$$

- pentru cricul cu două piulițe

$$l_s = H_p + l_u + l_c = H_p - l\cos\alpha_{max} + \sqrt{l^2 - h_c^2}. \quad (4.14)$$

Pentru stabilitatea mecanismului şurub-piuliţă cu pârghii, pârghiile sunt prevăzute, la capetele din zona suportului cupei şi la capetele din zona plăcii de bază, cu sectoare dinţate care, în ipoteza acţionării centrice a sarcinii de ridicat Q, nu sunt solicitate (v. fig. 4.11, b).

Observaţie: Deoarece proiectanţii tineri (studenţii) sunt tentaţi să accepte exact lungimile rezultate în urma calculului se recomandă alegerea unor valori întregi pentru aceste lungimi şi efectuarea în final a unei verificări grafice.

4.4.2. Etapele de calcul pentru principalele elemente componente ale mecanismelor şurub-piuliţă

Din schemele de încărcare a elementelor mecanismelor şurub-piuliţă prezentate în fig. 4.4...4.10, rezultă solicitările acestor elemente şi secţiunile periculoase, unde se vor efectua calculele de dimensionare sau de verificare.

Şuruburile de mişcare sunt solicitate la compresiune sau tracţiune şi la torsiune şi se dimensionează la solicitarea de compresiune sau tracţiune, cu o forţă majorată, numită forţă de calcul, pentru a se lua în considerare şi aportul solicitării de torsiune. După alegerea unui filet standardizat, şuruburile de mişcare se verifică la solicitări compuse şi la stabilitate (flambaj), în cazul şuruburilor solicitate la compresiune (şurubul cricului simplu, cricului cu piuliţă rotitoare, presei, precum şi şuruburile principale ale cricurilor telescopice şi cu dublă acţiune).

Dimensiunile piuliţelor în secţiune transversală se adoptă constructiv şi se efectuează o verificare la solicitări compuse. Lungimea piuliţelor se determină în funcţie de pasul filetului şi de numărul necesar de spire, stabilit din condiţia de rezistenţă la strivire a peliculei de lubrifiant care trebuie să existe între spirele şurubului şi piuliţei ($H_p = Pz$).

Dimensiunile corpurilor cricurilor se adoptă constructiv şi în final se efectuează o verificare la compresiune - pentru cricurile simplu, cu piuliţă rotitoare, telescopic şi cu dublă acţiune - şi la strivirea suprafeţei de aşezare a cricului. De regulă, se consideră că talpa cricului se aşează pe o scândură.

La alegerea mecanismului de acţionare, se va avea în vedere atât poziţia acestuia cât şi modul de funcţionare a mecanismului şurub-piuliţă. Astfel, pentru cricurile telescopice şi cu dublă acţiune se poate alege atât mecanismul de acţionare cu clichet orizontal cât şi cel cu clichet vertical (v. cap. 5). Pentru cricurile cu pârghii, cricurile cu piuliţă rotitoare şi prese, se alege mecanismul de acţionare cu clichet orizontal.

4.5. SCHEME STRUCTURALE DE MECANISME ŞURUB-PIULIŢĂ

În acest subcapitol se prezintă mai multe scheme de mecanisme şurub-piuliţă, utilizate în diferite scopuri, urmărindu-se - ca şi în cazul mecanismelor prezentate anterior - elementele componente, modul de funcţionare şi încărcările principalelor elemente ale acestor mecanisme.

Cricuri pe glisiere. În cazul în care după ridicarea sarcinii aceasta trebuie deplasată pe orizontală, se folosesc cricurile pe glisiere. Acest lucru se realizează printr-un mecanism şurub-piuliţă la care elementul conducător este şurubul 6, care efectuează mişcarea de rotaţie, iar elementul condus este piuliţa, care realizează mişcarea de translaţie, aceasta fiind solidarizată de corpul cricului 4, care realizează ridicarea pe verticală a sarcinii. În fig. 4.13, a şi b sunt prezentate două variante de astfel de cricuri. Pentru ridicarea pe verticală a sarcinii, este utilizat un cric simplu (fig. 4.13, a), respectiv un cric cu piuliţă rotitoare (fig. 4.13, b), pentru deplasarea pe orizontală fiind utilizat acelaşi mecanism, pentru care este prezentată şi schema de încărcare a şurubului, cu forţă şi momente (fig. 4.13, c). În fig. 4.13, d sunt prezentate variante de montare a şurubului pentru deplasarea pe orizontală a sarcinii, la care însă se modifică schema de încărcare a şurubului.

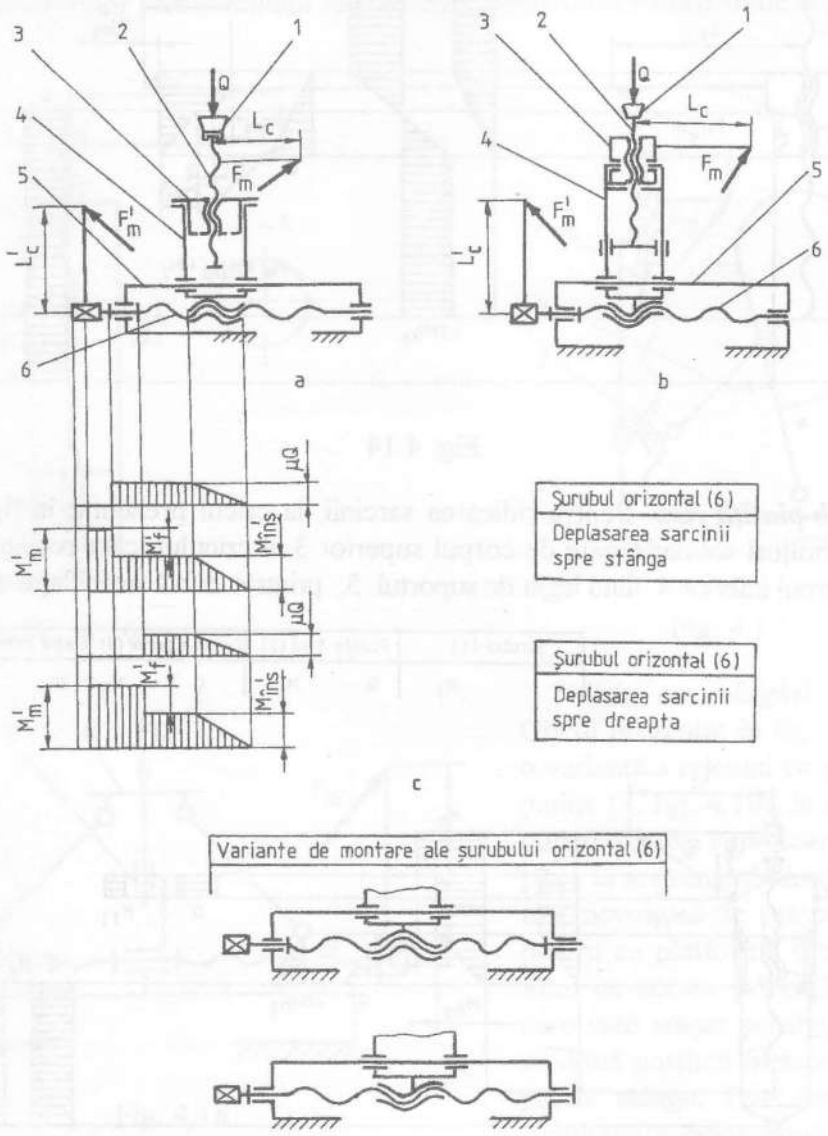


Fig. 4.13

Cric cu piuliţă rotitoare. O variantă a cricului cu piuliţă rotitoare este prezentată în fig. 4.14. La această variantă, piuliţa 3 se sprijină pe corpul cricului 4 prin intermediul unui guler (fig. 4.14, a), fiind solicitată la tracţiune, spre deosebire de soluţia din fig. 4.5, la care piuliţa este sprijinită pe suprafaţa inferioară, fiind solicitată la compresiune. Schemele de încărcare ale principalelor elemente ale cricului sunt prezentate în fig. 4.14, b.

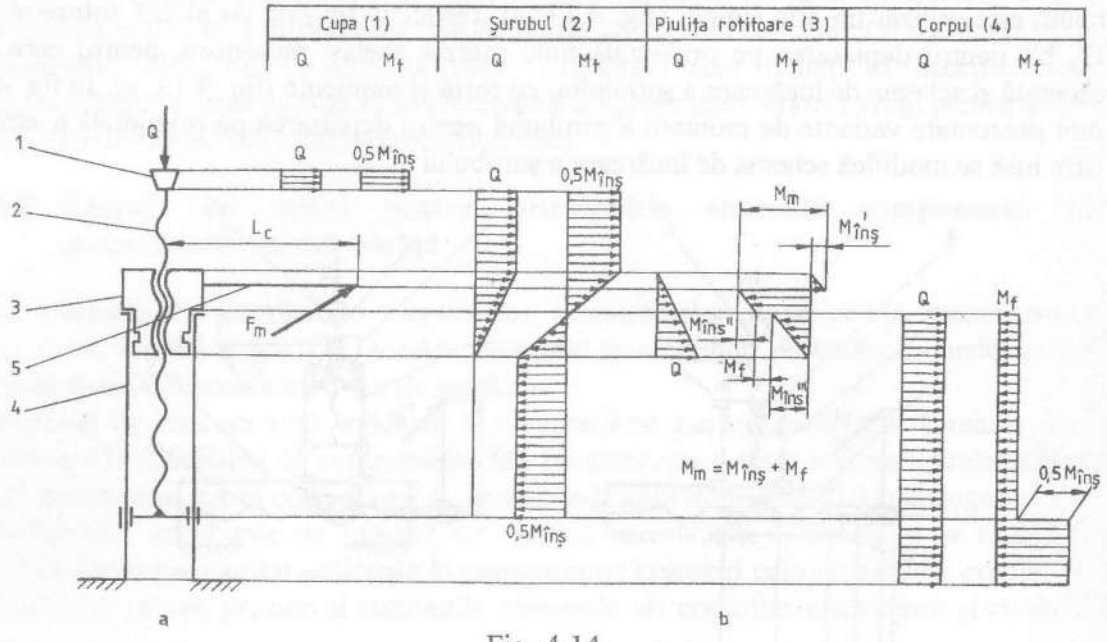


Fig. 4.14

Cric şurub-piuliţă fixă. Pentru ridicarea sarcinii, la cricul prezentat în fig. 4.15, a, se folosesc două bolţuri solidar legate de corpul superior 3 al cricului, care realizează mişcarea de translaţie, corpul inferior 4 fiind legat de suportul 5, printr-o dublă articulaţie. Piuliţa 2 este

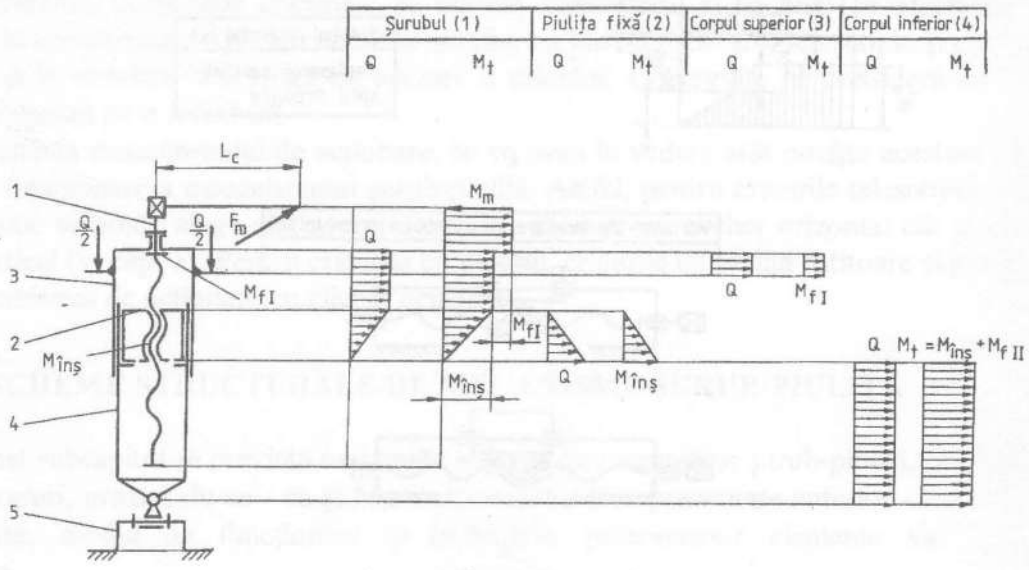


Fig. 4.15

fixă în corpul inferior, şurubul 1 fiind cel care realizează atât mişcarea de rotaţie, prin mecanismul de acţionare, cât şi pe cea de translaţie. Încărcările principalelor elemente ale cricului - şurub, piuliţa fixă, corp superior, corp inferior - sunt prezentate în fig. 4.15, b.

Cric şurub-piuliţă pentru ridicarea sarcinilor laterale. La cricul prezentat în fig. 4.16, este prevăzută talpa laterală 1, pentru ridicarea sarcinii Q. Şurubul 2, pe care este montat mecanismul de acţionare, realizează mişcarea de rotaţie, iar piuliţa 3, solidar legată de talpa 1, realizează mişcarea de translaţie.

Cric cu şurub şi pârghii pentru bărci de salvare. Cricul prezentat în fig. 4.17 este prevăzut cu cârligul 1 pentru ancorarea bărcilor. Mecanismul de acţionare este ataşat şurubului 2, care execută mişcarea de rotaţie, piuliţa 3 realizând mişcarea de translaţie. Pârghiile 4 şi 5, prin lungimile lor, definesc zona de ridicare a bărcii. Încărcarea cu forţe şi momente a elementelor mecanismului se stabileşte printr-un echilibru static al mecanismului.

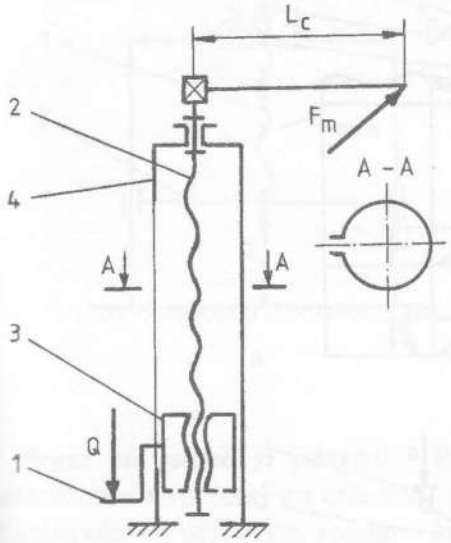


Fig. 4.16

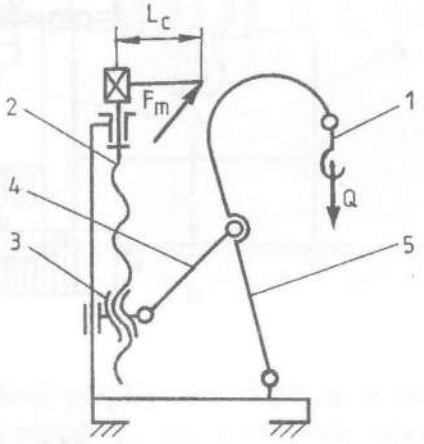


Fig. 4.17

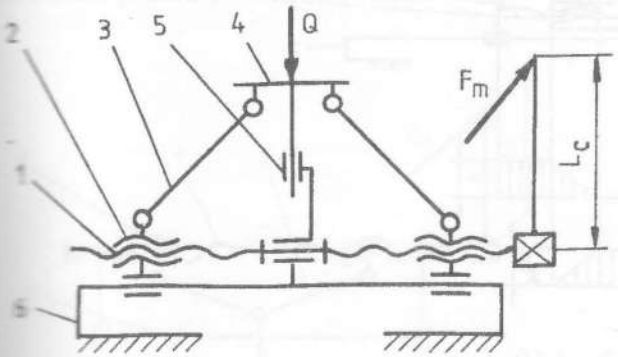


Fig. 4.18

Cric cu pârghii şi platformă. Cricul prezentat în fig. 4.18 reprezintă o variantă a cricului cu pârghii cu două piuliţe (v. fig. 4.10), la care s-a reţinut numai partea superioară. Prin renunţarea la angrenajul dintre pârghiile 3, a fost nevoie să se prevadă un lagăr 5, pentru ca platforma 4 să se deplaseze axial cu acesta. Mecanismul de acţionare este ataşat şurubului 1, prevăzut cu două porţiuni filetate - dreapta, respectiv stânga. Prin deplasarea axială simultană a celor două piuliţe 2, prin intermediul unor ghidaje executate în suportul 6, se realizează ridicarea sarcinii, prin intermediul pârghiilor.

Cricuri cu pârghii. Cricurile prezentate în fig. 4.19, a şi b realizează ridicarea sarcinii la distanţe relativ mari faţă de sistemul de acţionare. Această distanţă este dependentă de lungimea pârghiei 4, de care este legată cupa 1, prin intermediul unei articulaţii. La schema din fig. 4.19, a, şurubul 2 este element conducător, piuliţa 3 executând doar mişcarea de translaţie, prin intermediul unui ghidaj executat în elementul bază 7. La schema din fig. 4.19, b, elementul conducător este piuliţa 3, şurubul 2 executând mişcarea de translaţie, tot prin intermediul unui ghidaj axial executat în elementul bază 7. Pârghia 5, alături de pârghia 4, participă la realizarea înălţimii de ridicare. Schemele de încărcare ale şurubului de mişcare

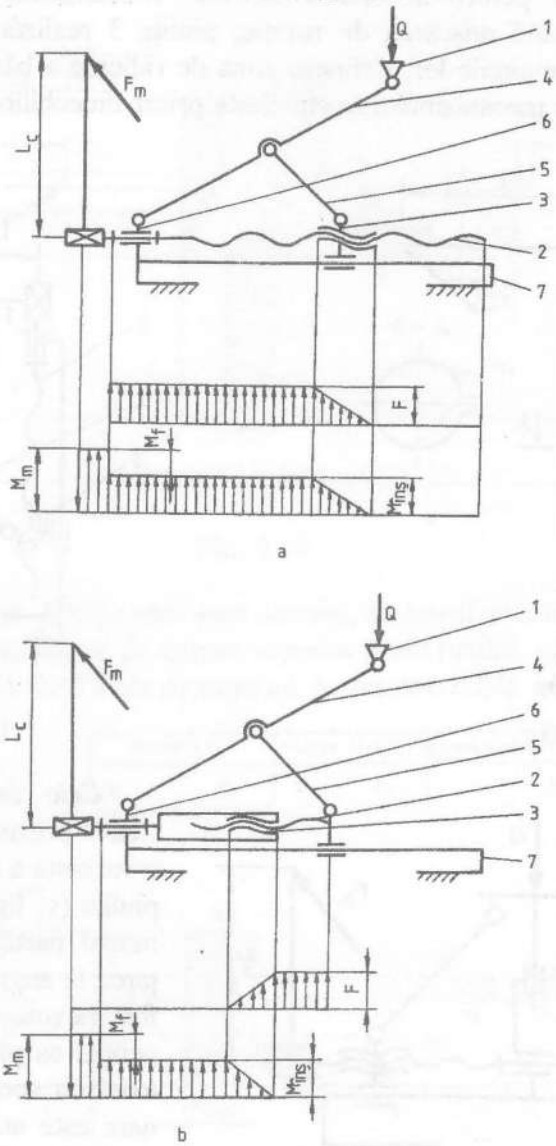


Fig. 4.19

sunt prezentate pentru fiecare variantă în parte. Pentru stabilirea sarcinii F care încarcă şurubul, este necesar să se stabilească reacţiunile în cuple, în mod asemănător ca la cricurile cu pârghii.

Prese cu şurub şi coloane. În fig. 4.20, a şi b sunt prezentate două variante de prese cu şurub şi coloane. La schema prezentată în fig. 4.20, a, elementul conducător, la care este ataşat mecanismul de acţionare, este piuliţa rotitoare 2, şurubul 1, solidar cu placa 3, executând doar mişcarea de translaţie. La schema prezentată în fig. 4.20, b, mecanismul de acţionare este plasat la nivelul şurubului secundar 2, care efectuează atât mişcarea de rotaţie cât şi pe cea de translaţie, şurubul 1, legat solidar de placa 4, executând doar mişcarea de translaţie, de-a lungul coloanelor cadrului 5. Încărcarea principalelor elemente ale acestor prese se stabileşte ca la cricul cu piuliţă rotitoare (v. fig. 4.5), respectiv ca la cricul cu dublă acţiune (v. fig. 4.8).

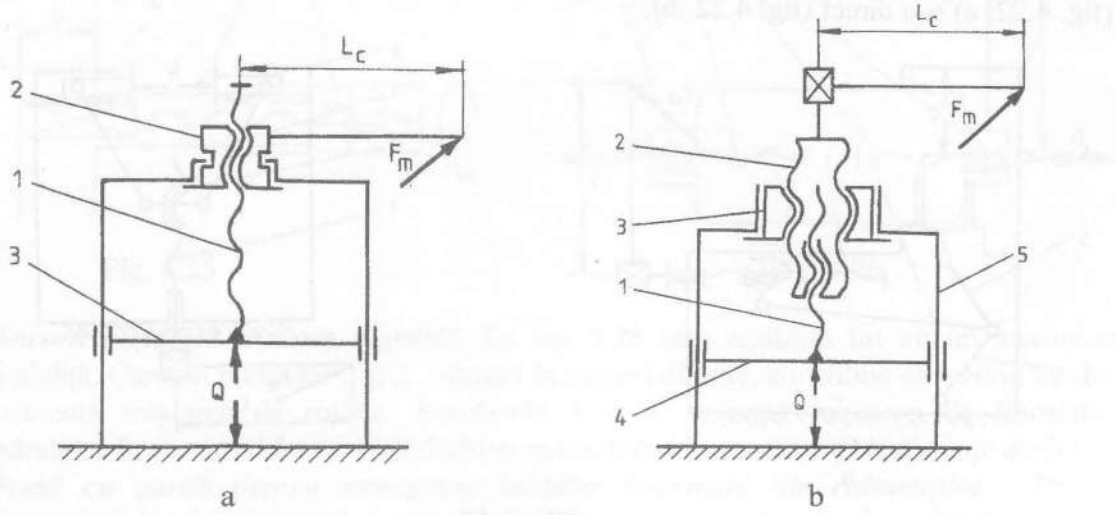


Fig. 4.20

Prese cu şurub şi pârghii. Presele cu şurub şi pârghii (fig. 4.21, a şi b) sunt asemănătoare structural cu cricul cu pârghii cu două piuliţe (v. fig. 4.10). Prin acţionarea mecanismului de acţionare, solidar - în mişcarea de rotaţie - cu şurubul 1, cele două piuliţe 2 se apropie sau se depărtează simultan, datorită sensului invers de înclinare al spirei filetului de la cele două capete ale şurubului. Presarea se realizează între placa 3, ce glisează pe coloanele presei, şi elementul bază. Dacă la varianta din fig. 4.21, a cursa de presare este

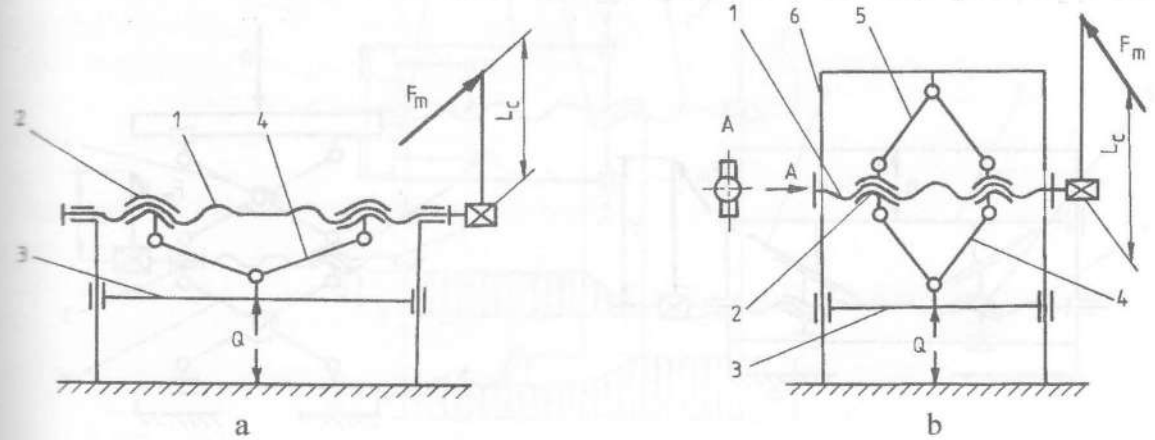


Fig. 4.21

realizată doar prin intermediul pârghiilor 4, varianta prezentată în fig. 4.21, b realizează cursa de presare şi prin deplasarea, de-a lungul coloanelor 6, a şurubului 1, datorită pârghiilor 5. Schemele de încărcare ale principalelor elemente componente se stabilesc asemănător cu cele prezentate la cricurile cu pârghii (v. fig. 4.10).

Prese cu şurub şi fălci mobile. Sunt asemănătoare structural cu cele prezentate anterior (v. fig. 4.21) şi se execută în varianta cu simplu efect (fig. 4.22, a) şi cu dublu efect (fig. 4.22, b). Şurubul 1, căruia îi este ataşat mecanismul de acţionare, efectuează o mişcare de rotaţie. Piuliţa 2 efectuează mişcarea de translaţie şi prin intermediul pârghiilor 3, articulate la piuliţă, se acţionează asupra fălcilor 4, prin intermediul pârghiilor 5 şi 6 (fig. 4.22, a) sau direct (fig. 4.22, b).

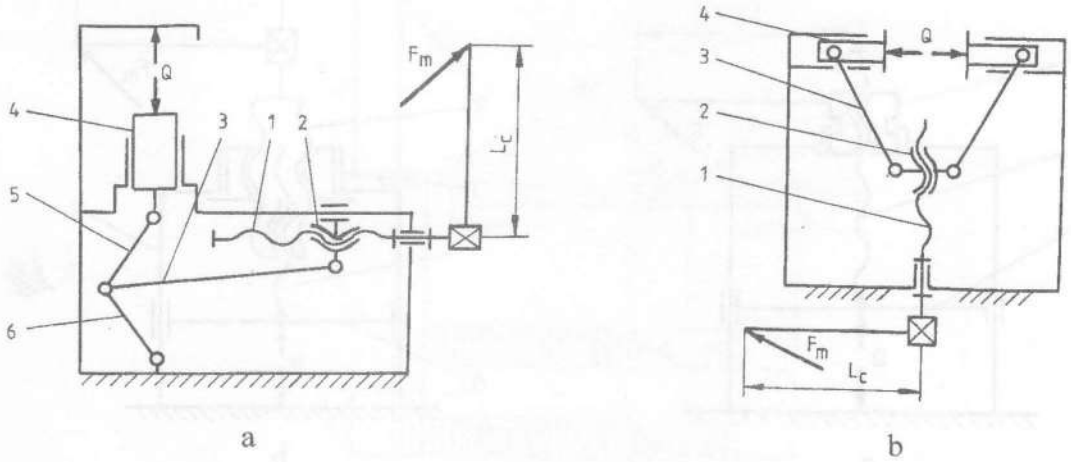


Fig. 4.22

Presă cu şurub cu pene. La presa prezentată în fig. 4.23, şurubul 1, căruia i s-a ataşat mecanismul de acţionare, execută mişcarea de rotaţie, iar piuliţele 2 pe cea de translaţie. Pentru realizarea mişcării de translaţie pe verticală a plăcii de presare 3, între aceasta şi piuliţele 2 se interpun penele 4. Schema de încărcare cu forţe şi momente a şurubului este identică cu cea a cricului cu pârghii cu două piuliţe (v. fig. 4.10).

Platformă de ridicat. Structural, mecanismul de acţionare al platformei din fig. 4.24 este identic cu cel al cricului cu pârghii cu o piuliţă (v. fig. 4.9). Pe şurubul 1, solidar cu

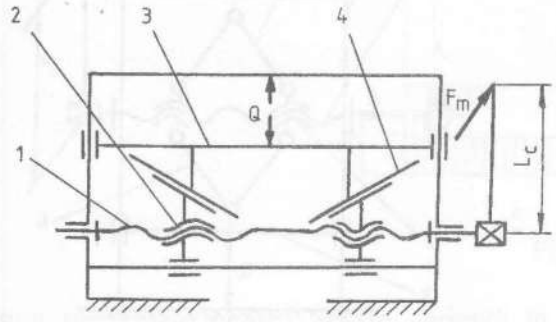


Fig. 4.23

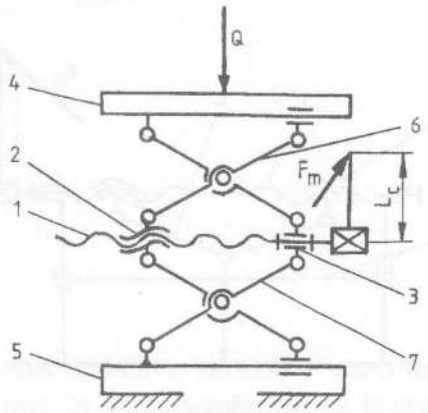


Fig. 4.24

mecanismul de acţionare, sunt plasate piuliţa 2 şi lagărul radial-axial 3. Legătura cu placa superioară 4 şi elementul fix 5 se realizează prin pârghiile superioare 6, respectiv prin cele inferioare 7. Încărcarea şurubului se stabileşte în urma studiului static al întregului mecanism.

Cheie de strângere cu şurub. Schema prezentată în fig. 4.25 reprezintă o cheie de strângere cu şurub, cunoscută sub denumirea de cheie franceză. Şurubul 1, fixat de falca mobilă 3, execută - împreună cu aceasta - o mişcare de translaţie. Piuliţa 2, acţionată cu mâna, execută mişcarea de rotaţie. Strângerea se realizează între falca mobilă 3 şi falca fixă 4.

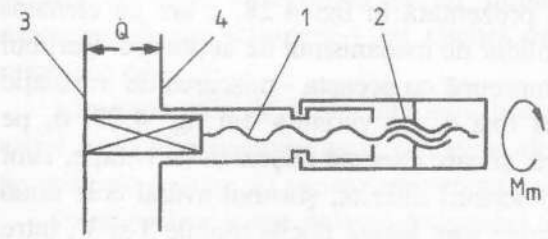


Fig. 4.25

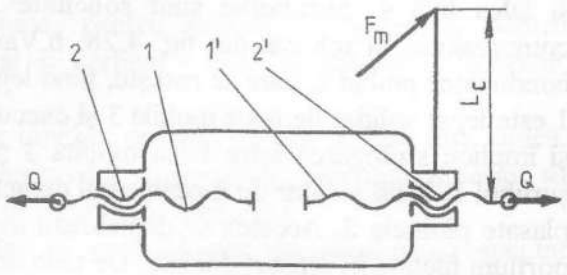


Fig. 4.26

Ancoră reglabilă. Ancora reglabilă din fig. 4.26 este realizată tot cu un mecanism şurub-piuliţă. Carcasa piuliţelor 2 şi 2', filetată în sensuri diferite, constituie elementul motor, care execută mişcarea de rotaţie. Şuruburile 1 şi 1' execută mişcarea de translaţie, deplasându-se în sensuri diferite, realizându-se astfel forţe de ancorare Q la distanţe dorite.

Presă cu şurub pentru extragerea inelelor interioare ale rulmenţilor. Pentru extragerea inelelor interioare ale rulmenţilor de pe capetele de arbori se folosesc prese speciale, de tipul celei prezentate în fig. 4.27. Mecanismul de acţionare este ataşat şurubului 1, care execută o mişcare de rotaţie şi realizează o forţă Q, în zona frontală a capătului de arbore, prin intermediul lagărului axial 3. Pârghiile 4, solidar legate, în mişcare de translaţie, de piuliţa 2, realizează extragerea inelului rulmentului de pe capătul de arbore. Prin intermediul

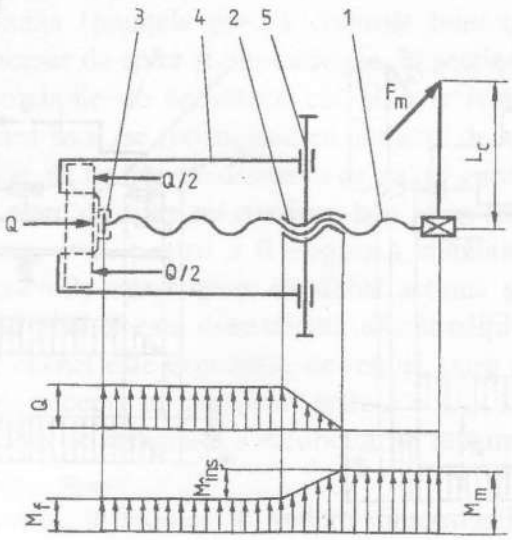


Fig. 4.27

braţului 5, solidar cu piuliţa 2, se poate realiza şi o deplasare a pârghiilor 4, pe direcţia acestui braţ, fapt ce face posibilă utilizarea presei la extragerea inelelor de rulmenţi de diferite mărimi.

Menghine cu şurub. Menghinele prezentate în fig. 4.28, în patru variante, sunt acţionate tot prin mecanisme şurub-piuliţă. La variantele din fig. 4.28, a şi b, şurubul 1 este elementul căruia i se ataşează mecanismul de acţionare şi care execută mişcarea de rotaţie, piuliţa 2 executând mişcarea de translaţie. La aceste variante, piuliţele sunt legate solidar cu falca mobilă 3, prin deplasarea axială a acestora realizându-se strângerea între falca mobilă 3 şi falca fixă 4. Şuruburile sunt solicitate la tracţiune, la schema din fig. 4.28, a şi la compresiune, la schema din fig. 4.28, b.Varianta prezentată în fig. 4.28, c are ca element conducător piuliţa 2, care se roteşte, fiind legată solidar de mecanismul de acţionare. Şurubul 1 este legat solidar de falca mobilă 3 şi execută - împreună cu aceasta - mişcarea de translaţie şi implicit strângerea între falca mobilă 3 şi falca fixă 4. La varianta din fig. 4.28, d, pe şurubul 1, legat solidar de mecanismul de acţionare, şi care execută mişcarea de rotaţie, sunt plasate piuliţele 2. Acestea se deplasează axial, în sensuri diferite, şurubul având cele două porţiuni filetate în sensuri diferite. De cele două piuliţe sunt legate fălcile mobile 3 şi 3', între care se realizează strângerea. La variantele din fig. 4.28, c şi d, şurubul este solicitat la tracţiune.

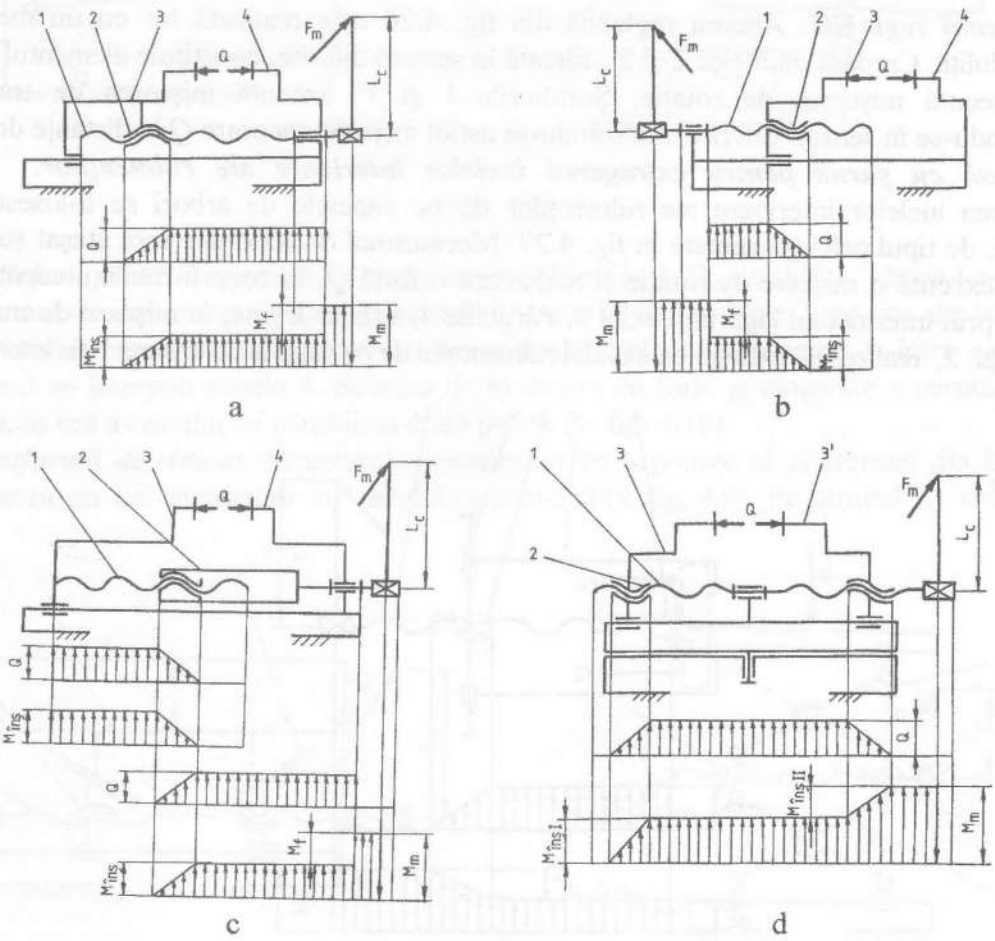


Fig. 4.28

5. METODOLOGII DE PROIECTARE

În acest capitol se prezintă metodologiile de proiectare pentru cricul cu piuliță rotitoare, pentru cricurile telescopice şi cu dublă acțiune, pentru presele cu şurub şi pentru mecanismele de acționare - cu clichet orizontal şi vertical - care se ataşează cricurilor, respectiv preselor.

Metodologiile de proiectare sunt prezentate tabelar, ordinea de calcul fiind una logică, astfel încât dimensiunile unor elemente ale mecanismelor şurub-piuliță calculate anterior să fie utilizate ca date de proiectare pentru calculul următoarelor elemente.

Principiul ce a stat la baza întocmirii tabelelor cu metodologiile de calcul este respectat la toate tipurile de mecanisme şurub-piuliță (cricuri şi prese).

Astfel, se prezintă, inițial, schema structurală a mecanismului şi se realizează diagramele pentru sarcinile - forțe şi momente - care încarcă fiecare element al mecanismului şurub-piuliță. De asemenea, se stabileşte momentul motor M_m ce trebuie realizat prin mecanismul de acționare, pentru a putea fi ridicată sarcina, în cazul cricurilor, respectiv pentru realizarea forței de presare, în cazul preselor.

În continuare, pe baza diagramelor de încărcare a elementelor, se urmăresc principalele etape de lucru:

- Se dimensionează şurubul (şuruburile la cricurile telescopice şi cele cu dublă acțiune), urmărindu-se următoarele faze: alegerea materialului, predimensionarea, alegerea filetului standardizat, verificarea condiției de autofrânare, verificarea la solicitări compuse şi verificarea la flambaj (dacă este cazul). Lungimea şurubului (şuruburilor) se stabileşte în funcție de înălțimea de ridicare impusă prin tema de proiect şi de tipul cricului.
- Se calculează piulița (piulițele pentru cricurile telescopice şi cu dublă acțiune), stabilindu-se numărul necesar de spire şi dimensiunile, în secțiune transversală (diametrele), care să satisfacă atât condițiile de rezistență cât şi cele tehnologice şi de stabilitate a şurubului în piuliță. În acest sens, se recomandă ca numărul de spire ale piuliței, prin care se defineşte lungimea acesteia, să fie într-un domeniu de valori cuprinse între o valoare maximă $z_{max} = 10$, un număr mai mare de spire nu conduce la o micşorare a tensiunilor de strivire a spirelor, şi una minimă $z_{min} = 5$, pentru a fi asigurată stabilitatea şuruburilor în procesul transmiterii sarcinii (la cricurile telescopice, cu dublă actiune şi preselor). La cricurile cu piuliță rotitoare, înălțimea piuliței este determinată din condiții constructive, avându-se în vedere faptul că roata de clichet este executată, de regulă, corp comun cu piulița. De aceea, în această situație se poate accepta un număr de spire $z > z_{max}$. La cricurile cu pârghii, chiar dacă nu este impusă condiția de stabilitate a şurubului, se recomandă ca numărul de spire să fie cuprins în domeniul $z_{min} \ldots z_{max}$.
- Se calculează corpul, avându-se în vedere dimensiunile acestuia, care trebuie să răspundă atât condițiilor de rezistență şi tehnologice cât şi de stabilitate a cricului.

- Se calculează cupa, avându-se în vedere modul în care este montată pe capul şurubului (la cricurile cu piuliţă rotitoare, telescopice şi cu dublă acţiune), respectiv în blocul în care sunt montate pârghiile (la cricurile cu pârghii). Pentru prese, "cupa" este echivalentă traversei mobile, legătura dintre aceasta şi şurubul presei realizându-se asemănător cu cea dintre şurubul principal şi cupă (cu lagăr axial de alunecare, respectiv cu rulment axial) de la cricul telescopic.
- Se calculează randamentul, ca un indicator important pentru un asemenea mecanism.
- Se dimensionează mecanismele de acţionare, după ce a fost ales unul din cele două mecanisme - cu clichet orizontal sau vertical. Ţinând seama de construcţia şi de poziţia de funcţionare a acestor mecanisme de acţionare, doar mecanismul cu clichet orizontal se poate ataşa la toate mecanismele şurub-piuliţă prezentate. Mecanismul de acţionare cu clichet vertical nu poate fi ataşat unui cric cu pârghii datorită poziţiei acestuia într-un plan vertical. În schimb, acest mecanism poate fi ataşat la cricurile telescopice, la cele cu dublă acţiune, la cel cu piuliţă rotitoare şi preselor, recomandându-se a fi utilizat la cricurile telescopice şi cu dublă acţiune, în cazul sarcinilor mari de ridicat. Avându-se în vedere faptul că mecanismele de acţionare sunt alcătuite din multe elemente, acestea sunt tratate individual.

Determinarea dimensiunilor roţilor de clichet se face în etape, urmărindu-se alegerea numărului de dinţi, a înălţimii şi grosimii acestora şi a formei şi dimensiunilor alezajului profilat.

Pentru definirea formei clichetului orizontal sau vertical, este necesar a se urmări etapele prezentate în metodologiile de calcul, precizându-se că aceste forme sunt stabilite mai întâi geometric şi doar în final se fac unele verificări de rezistenţă (pentru a avea siguranţa unei bune funcţionări a acestor clichete). Construcţia geometrică a clichetelor trebuie astfel realizată încât în zona de contact dintre dintele roţii de clichet şi clichet forţa concentrată, dispusă tangent la cercul de diametru mediu al roţii, să aibă direcţia paralelă cu axa de simetrie a braţului clichetului şi suportul său să treacă prin axa bolţului, la clichetul orizontal, respectiv să fie identică cu axa de simetrie a porţiunii din clichetul vertical până în zona de îndoire, care precede porţiunea de montare a acestuia în corpul mecanismului de acţionare.

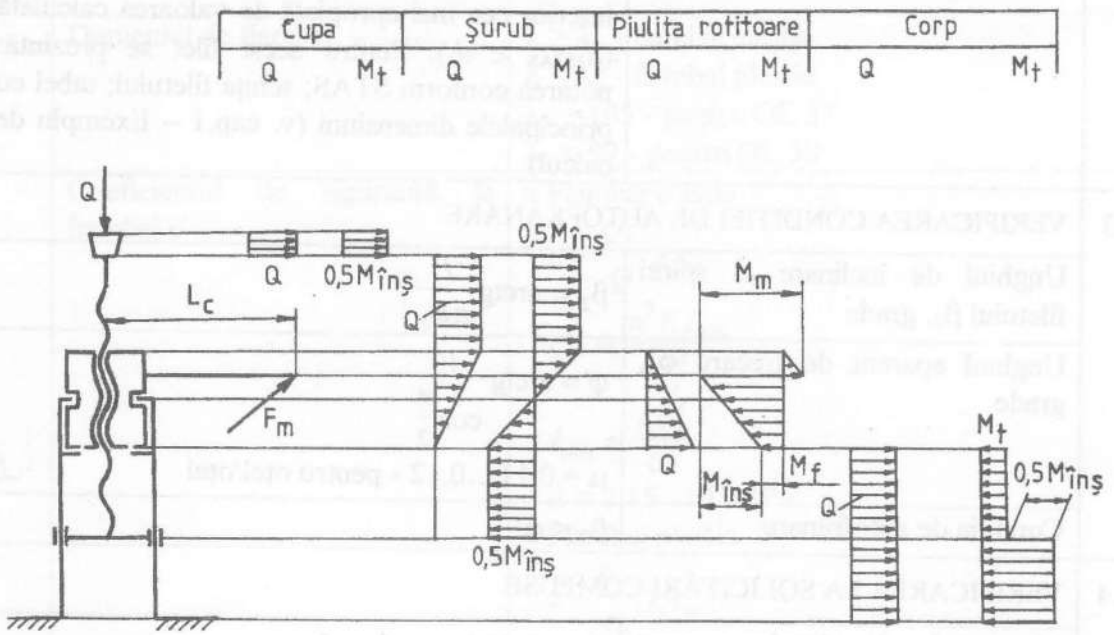
Se urmăreşte, în continuare, modul de asamblare a clichetelor în corpul mecanismului de acţionare (asamblări cu bolţuri) şi realizarea manivelei (cu sau fără prelungitor). Şi pentru bolţ şi pentru manivelă sunt date indicaţii pentru alegerea dimensiunilor, precum şi relaţiile de verificare.

Metodologiile de proiectare pentru mecanismele propriu-zise şurub-piuliţă sunt prezentate în tabelele 5.1...5.4, iar pentru mecanismele de acţionare în tabelele 5.5 şi 5.6.

Tabelul 5.1

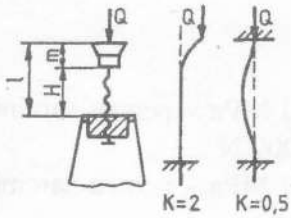
Metodologia de proiectare a cricului cu piuliță rotitoare

1. STABILIREA SARCINILOR CARE ÎNCARCĂ ELEMENTELE CRICULUI		

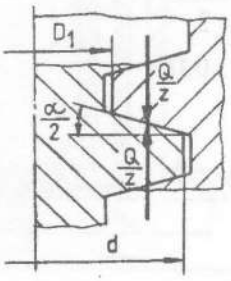


Nr. crt.	Eelementul de calcul	Relaţii de calcul. Recomandări
0	1	2
2	CALCULUL ŞURUBULUI PRINCIPAL	
2.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50; OLC 35; OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	
2.2	CALCULUL DE PREDIMENSIONARE	
	Sarcina de calcul Q_c, N	$Q_c = \beta Q$ $\beta = 1{,}1 \ldots 1{,}15$
	Diametrul interior al filetului d_3, mm	$d_3 = \sqrt{\frac{4Q_c}{\pi \sigma_{ac}}}$ $\sigma_{ac} = 40 \ldots 60$ MPa - pentru sarcini de ridicat $Q < 20000$ N $\sigma_{ac} = 60 \ldots 80$ MPa - pentru sarcini de ridicat $Q \geq 20000$ N

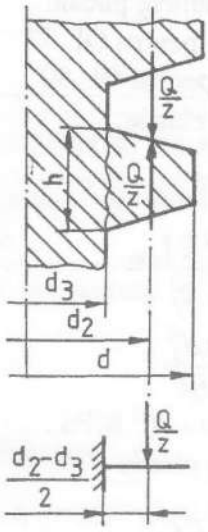
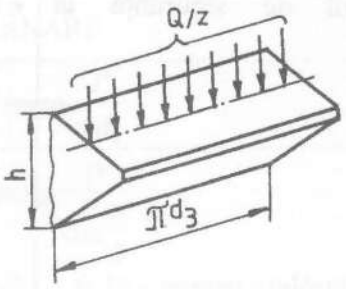
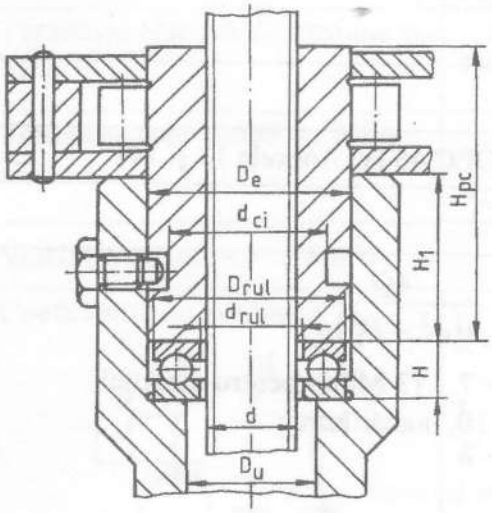
Tabelul 5.1 (continuare)

0	1	2
	Alegerea filetului standardizat	Se alege filet trapezoidal standardizat (v. Anexa 24), cu pas normal (valoarea intermediară a pasului), cu mărimea diametrului interior cea mai apropiată de valoarea calculată ($d_{3STAS} \geq d_3$). Pentru acest filet se prezintă: notarea conform STAS; schiţa filetului; tabel cu principalele dimensiuni (v. cap.1 – Exemplu de calcul)
2.3	VERIFICAREA CONDIŢIEI DE AUTOFRÂNARE	
	Unghiul de înclinare al spirei filetului β_2, grade	$\beta_2 = \text{arctg}\dfrac{P}{\pi d_2}$
	Unghiul aparent de frecare φ', grade	$\varphi' = \text{arctg}\dfrac{\mu}{\cos\dfrac{\alpha}{2}}$ $\mu = 0{,}11\ldots0{,}12$ - pentru oţel/oţel
	Condiţia de autofrânare	$\beta_2 < \varphi'$
2.4	VERIFICAREA LA SOLICITĂRI COMPUSE	
	Momentul de torsiune care solicită şurubul M_t, Nmm	$M_t = 0{,}5M_{ins}$ - v. pct. 1 $M_{ins} = Q\dfrac{d_2}{2}\text{tg}(\varphi'+\beta_2)$
	Tensiunea efectivă de compresiune σ_c, MPa	$\sigma_c = \dfrac{4Q}{\pi d_3^2}$
	Tensiunea efectivă de torsiune τ_t, MPa	$\tau_t = \dfrac{16M_t}{\pi d_3^3}$
	Tensiunea echivalentă σ_e, MPa	$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} \leq \sigma_{ac}$ σ_{ac} - v. pct. 2.2
2.5	VERIFICAREA LA FLAMBAJ	
	Coeficientul de zvelteţe λ  	$\lambda = \dfrac{l_f}{i_{\min}}$ $l_f = Kl$ - lungimea de flambaj K - se alege funcţie de schema de flambaj $l = H + m$ H - înălţimea efectivă de ridicare a şurubului m - se măsoară pe desen

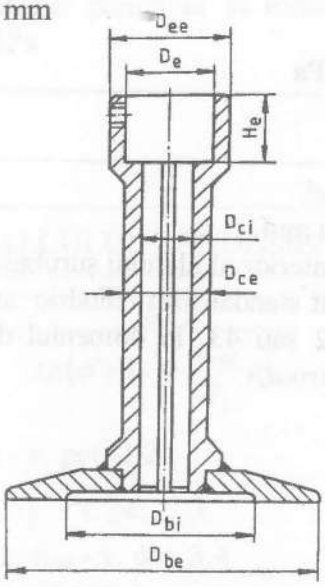
Tabelul 5.1 (continuare)

0	1	2
		$i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \approx \sqrt{\frac{\pi d_3^4 / 64}{\pi d_3^2 / 4}} = \frac{d_3}{4}$
	Domeniul de flambaj	$\lambda \geq \lambda_0$ - flambaj elastic $\lambda < \lambda_0$ - flambaj plastic $\lambda_0 = 105$ - pentru OL 37 $\lambda_0 = 89$ - pentru OL 50
	Coeficientul de siguranță la flambaj c	• Flambaj elastic $c = \frac{Q_f}{Q} \geq c_a$ $Q_f = \frac{\pi^2 E I_{min}}{l_f^2}$ $I_{min} \approx \frac{\pi d_3^4}{64}$ $E = 2{,}15 \cdot 10^5$ MPa • Flambaj plastic $c = \frac{\sigma_f}{\sigma_c} \geq c_a$ $\sigma_f = 310 - 1{,}14\lambda$ - pentru OL 37 $\sigma_f = 335 - 0{,}62\lambda$ - pentru OL 50 σ_c - v. pct. 2.4 • Coeficientul de siguranță admisibil $c_a = 3 \ldots 5$
3	CALCULUL PIULIȚEI ROTITOARE	
3.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50; OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	
3.2	CALCULUL NUMĂRULUI DE SPIRE	
	Numărul de spire z 	$z = \frac{4Q}{\pi\left(d^2 - D_1^2\right)p_a}$ $p_a = 7 \ldots 13$ MPa - pentru oțel/oțel $z \leq 10$, număr întreg

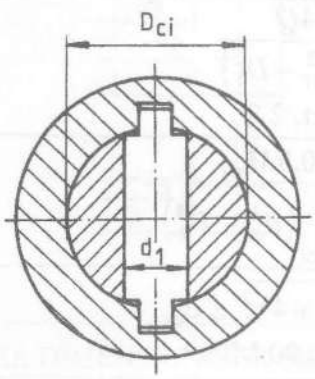
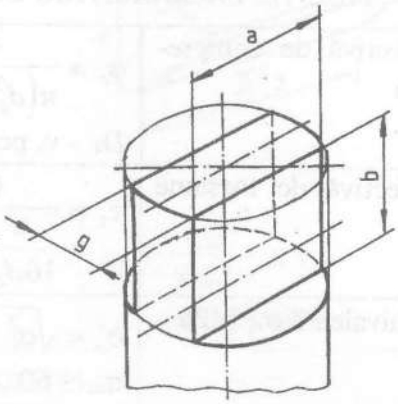
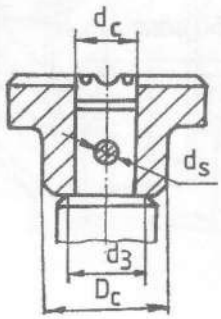
Tabelul 5.1 (continuare)

0	1	2
3.3	VERIFICAREA SPIREI	
	Verificarea la încovoiere σ_i şi la forfecare τ_f, în MPa	$\sigma_i = \dfrac{3Q(d_2 - d_3)}{\pi d_3 h^2 z} \le \sigma_{ai}$ $h = 0{,}634\ P$ $\sigma_{ai} = 60\ldots80$ MPa
		 $\tau_f = \dfrac{Q}{\pi d_3 h z} \le \tau_{af}$ $\tau_{af} = 50\ldots65$ MPa
3.4	ALEGEREA DIMENSIUNILOR PIULIŢEI	
	Diametrul exterior al piuliţei D_e, mm	$D_e = D_{rul} + (1\ldots3)$ mm Se alege un rulment axial cu bile cu simplu efect, respectând condiţiile: $d_{rul} > d$; d - diametrul exterior al şurubului; $C_{0a} > Q$. d_{rul}, D_{rul}, H, C_{0a} - v. Anexa 48 Momentul de frecare în rulment $M_f = \mu_{rul} Q \dfrac{d_{rul}}{2}$ $\mu_{rul} = 0{,}008\ldots0{,}01$
		

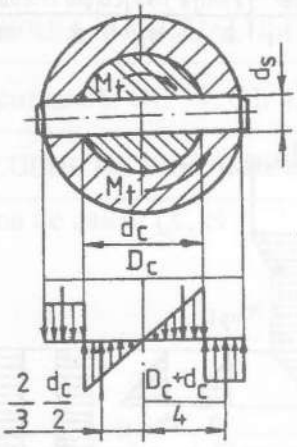
Tabelul 5.1 (continuare)

0	1	2
	Alegerea şurubului cu cap hexagonal mic şi cep cilindric care împiedică deplasarea axială a piuliţei	Se alege conform Anexei 29
	Diametrul interior al canalului necesar pentru şurubul cu cep care împiedică deplasarea axială a piuliţei d_{ci}, mm	$d_{ci} = D_e - 2c_3 - 2$ mm c_3 - v. Anexa 29
	Lungimea constructivă a piuliţei H_{pc}, mm	H_{pc} - se alege constructiv (se măsoară pe desen) $H_1 = (0{,}8\ldots0{,}9)D_e$
3.5	VERIFICAREA PIULIŢEI LA SOLICITĂRI COMPUSE	
	Tensiunea efectivă de compresiune σ_c, MPa	$\sigma_c \approx \dfrac{4Q}{\pi\left(d_{ci}^2 - D_4^2\right)}$ D_4 – v. pct. 2.2
	Tensiunea efectivă de torsiune τ_t, MPa	$\tau_t \approx \dfrac{0{,}5M_{ins}}{\dfrac{\pi}{16d_{ci}}\left(d_{ci}^4 - D_4^4\right)}$
	Tensiunea echivalentă σ_e, MPa	$\sigma_e = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{ac}$ $\sigma_{ac} = 60\ldots80$ MPa
4	CALCULUL CORPULUI	
	Alegerea dimensiunilor corpului, în mm 	$D_{ci} = D_u$ D_u - v. Anexa 48 $D_{ce} = D_{ci} + (16\ldots20)$ mm $D_{ee} = D_e + (16\ldots20)$ mm $H_e = H_1 + H$ D_e, H_1, H - v. pct. 3.4 $D_{bi} = (2\ldots2{,}5)D_{ce}$ $D_{be} = D_{bi} + (30\ldots50)$mm

Tabelul 5.1 (continuare)

0	1	2
	Verificarea corpului la compresiune σ_c, MPa	$\sigma_c = \dfrac{4Q}{\pi\left(D_{ce}^2 - D_{ci}^2\right)} \le \sigma_{ac}$ $\sigma_{ac} = 80...100$ MPa
	Verificarea suprafeţei de sprijin la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \dfrac{4Q}{\pi\left(D_{be}^2 - D_{bi}^2\right)} \le \sigma_{as}$ $\sigma_{as} = 2...2,5$ MPa
	Verificarea la strivirea dintre ştiftul care ghidează şurubul în corp şi canalul executat în corp σ_s, MPa  	$\sigma_s = \dfrac{M_t}{ab\left(D_{ci} + b\right)} \le \sigma_{as}$ $M_t = 0,5M_{inş}$ $d_1 = (0,25...0,35)D_{ci}$ $g = 0,5d_1$ $a \approx 0,85d_1$ $b = 2...4$ mm $\sigma_{as} = 40...60$ MPa
5	CALCULUL CUPEI	
	Alegerea ştiftului care solidarizează cupa de şurub 	$d_s = (0,2...0,3)d_c$ $d_c = d_3$ - (6...8) mm d_3 - diametrul interior al filetului şurubului Se alege un ştift standardizat cilindric sau conic din Anexele 42 sau 43, în domeniul de valori determinat pentru d_s

Tabelul 5.1 (continuare)

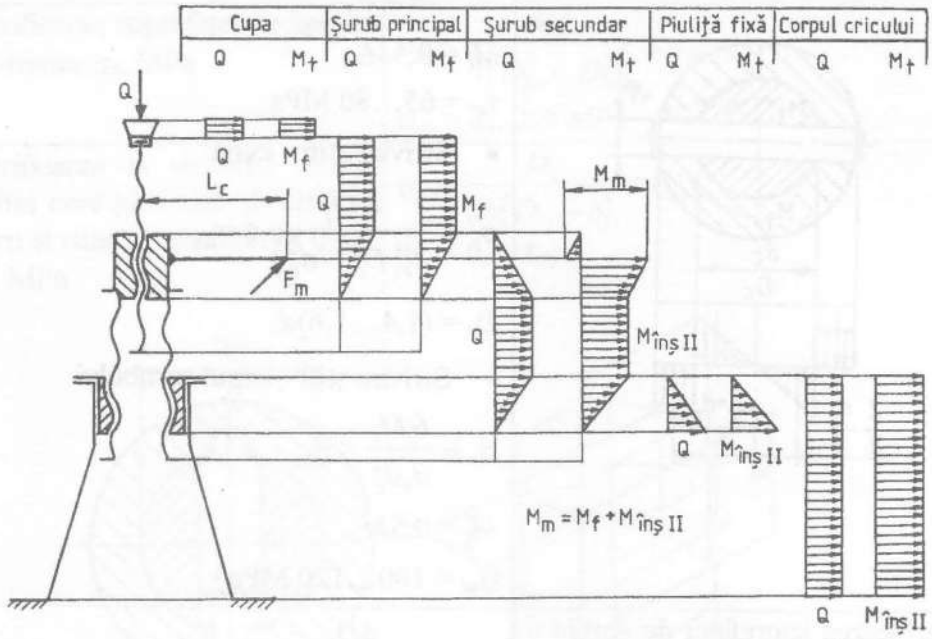
0	1	2
	Verificarea ştiftului la forfecare τ_f şi strivire σ_s, în MPa 	• Forfecare $\tau_f = \frac{4M_t}{\pi d_c d_s^2} \le \tau_{af}$ $M_t = 0{,}5M_{inş}$ $\tau_{af} = 65\ldots80$ MPa • Strivire ştift - cupă $\sigma_s = \frac{4M_t}{d_s\left(D_c^2 - d_c^2\right)} \le \sigma_{as}$ $D_c = (1{,}4\ldots1{,}6)d_c$ • Strivire ştift - capul şurubului $\sigma_s = \frac{6M_t}{d_s d_c^2} \le \sigma_{as}$ $M_t = 0{,}5M_{inş}$ $\sigma_{as} = 100\ldots120$ MPa
	Verificarea suprafeţei de sprijin a cupei pe capul şurubului la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \frac{4Q}{\pi\left(d_3^2 - d_c^2\right)} \le \sigma_{as}$ $\sigma_{as} = 100\ldots120$ MPa
	Verificarea secţiunii micşorate a capului şurubului la torsiune τ_t, MPa	$\tau_t = \frac{16}{\pi d_c^3\left(1 - \frac{d_s}{d_c}\right)}$ $M_t = 0{,}5M_{inş}$ $\tau_{at} = 50\ldots60$ MPa
6	CALCULUL RANDAMENTULUI	
	$\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\left(\varphi' + \beta_2\right) + \frac{d_{rul}}{d_2}\mu_{rul}}$ d_2 - v. pct. 2.2 β_2, φ' - v. pct. 2.3 d_{rul}, μ_{rul} - v. pct. 3.4	

Tabelul 5.2

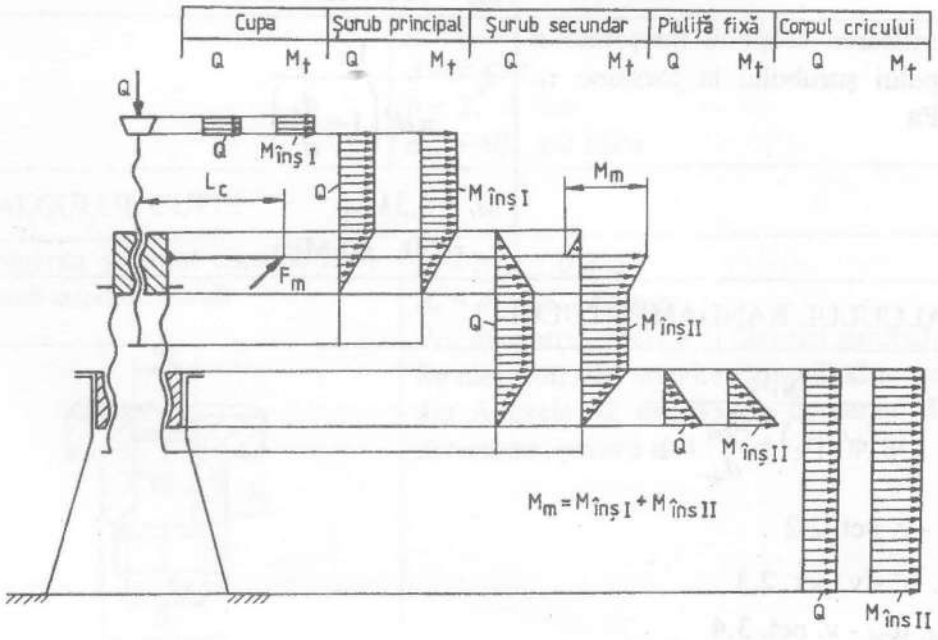
Metodologia de proiectare a cricurilor telescopice şi cu dublă acţiune

1. STABILIREA SARCINILOR CARE ÎNCARCĂ ELEMENTELE CRICULUI

CRIC TELESCOPIC



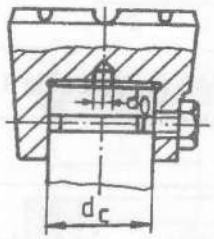
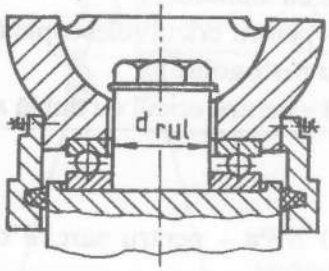
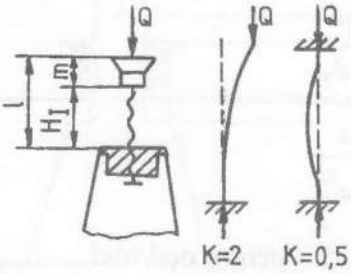
CRIC CU DUBLĂ ACŢIUNE



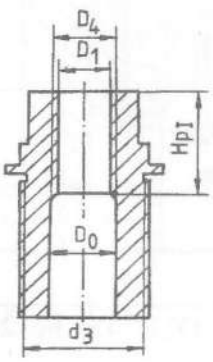
Tabelul 5.2 (continuare)

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relaţii de calcul. Recomandări
0	1	2
2	CALCULUL ŞURUBULUI PRINCIPAL	
2.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50; OLC 35; OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	
2.2	CALCULUL DE PREDIMENSIONARE	
	Sarcina de calcul Q_c, N	$Q_c = \beta Q$ β = 1,05...1,1 - pentru cricul telescopic (cuplă cu frecare cu alunecare) β = 1...1,05 - pentru cricul telescopic (cuplă cu frecare cu rostogolire) β = 1,25...1,3 - pentru cricul cu dublă acţiune
	Diametrul interior al filetului d_3, mm	$d_3 = \sqrt{\frac{4Q_c}{\pi\sigma_{ac}}}$ σ_{ac} = 40...60 MPa - pentru sarcini de ridicat $Q < 20000$ N σ_{ac} = 60...80 MPa - pentru sarcini de ridicat $Q \geq 20000$ N
	Alegerea filetului standardizat	Se alege filet trapezoidal standardizat (v. Anexa 24), cu pas normal (valoarea intermediară a pasului), cu mărimea diametrului interior cea mai apropiată de valoarea calculată ($d_{3STAS} \geq d_3$). Pentru acest filet se prezintă: notarea conform STAS; schiţa filetului; tabel cu principalele dimensiuni (v. cap.1 - Exemplu de calcul)
2.3	VERIFICAREA CONDIŢIEI DE AUTOFRÂNARE	
	Unghiul de înclinare al spirei filetului β_2, grade	$\beta_2 = \text{arctg}\frac{P}{\pi d_2}$
	Unghiul aparent de frecare φ', grade	$\varphi' = \text{arctg}\frac{\mu}{\cos\frac{\alpha}{2}}$ μ = 0,11...0,12 - pentru oţel/oţel
	Condiţia de autofrânare	$\beta_2 < \varphi'$

Tabelul 5.2 (continuare)

0	1	2
2.4	VERIFICAREA LA SOLICITĂRI COMPUSE	
	Momentul de torsiune care solicită şurubul M_t, Nmm  	• CRIC TELESCOPIC $M_t = M_f = \frac{1}{3}\mu Q \frac{d_c^3 - d_0^3}{d_c^2 - d_0^2}$ - pentru cuplă cu frecare cu alunecare μ - coeficientul de frecare dintre capul şurubului principal şi cupă (μ = 0,11...0,12 - pentru oţel/oţel; μ = 0,12...0,15 - pentru oţel/fontă) $d_c = d + (2...6)$ mm $d_0 = 6...10$ mm $M_t = M_f = \mu_{rul} Q \frac{d_{rul}}{2}$ - pentru cuplă cu frecare cu rostogolire $\mu_{rul} = 0{,}008...0{,}01$ d_{rul} - v. Anexa 48 (d_{rul} - se alege constructiv) • CRIC CU DUBLĂ ACŢIUNE $M_t = M_{insl} = Q \frac{d_2}{2} \mathrm{tg}(\varphi' + \beta_2)$
	Tensiunea efectivă de compresiune σ_c, MPa	$\sigma_c = \frac{4Q}{\pi d_3^2}$
	Tensiunea efectivă de torsiune τ_t, MPa	$\tau_t = \frac{16 M_t}{\pi d_3^3}$
	Tensiunea echivalentă σ_e, MPa	$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{ac}$ σ_{ac} - v. pct. 2.2
2.5	VERIFICAREA LA FLAMBAJ	
	Coeficientul de zvelteţe λ 	$\lambda = \frac{l_f}{i_{\min}}$ $l_f = Kl$ - lungimea de flambaj K - se alege funcţie de schema de flambaj $l = H_1 + m$ H_1 - înălţimea efectivă de ridicare a şurubului principal (se măsoară pe desen) m - se măsoară pe desen $i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}} \approx \sqrt{\frac{\frac{\pi d_3^4}{64}}{\frac{\pi d_3^2}{4}}} = \frac{d_3}{4}$

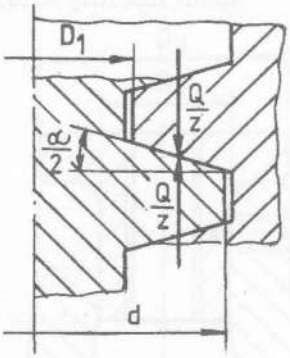
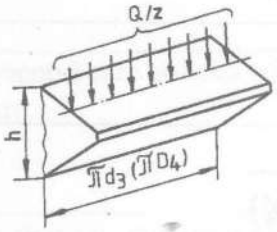
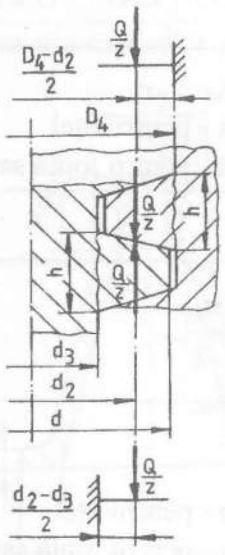
Tabelul 5.2 (continuare)

<table>
<tr><td>0</td><td>1</td><td>2</td></tr>
<tr><td></td><td>Domeniul de flambaj</td><td>$\lambda \geq \lambda_0$ - flambaj elastic
$\lambda < \lambda_0$ - flambaj plastic
$\lambda_0 = 105$ - pentru OL 37
$\lambda_0 = 89$ - pentru OL 50</td></tr>
<tr><td></td><td>Coeficientul de siguranţă la flambaj c</td><td>• Flambaj elastic
$c = \frac{Q_f}{Q} \geq c_a$
$Q_f = \frac{\pi^2 E I_{min}}{l_f^2}$
$I_{min} \approx \frac{\pi d_3^4}{64}$
$E = 2{,}15 \cdot 10^5$ MPa
• Flambaj plastic
$c = \frac{\sigma_f}{\sigma_c} \geq c_a$
$\sigma_f = 310 - 1{,}14\lambda$ - pentru OL 37
$\sigma_f = 335 - 0{,}62\lambda$ - pentru Ol 50
σ_c - v. pct. 2.4
• Coeficientul de siguranţă admisibil
$c_a = 3 \ldots 5$</td></tr>
<tr><td>3</td><td colspan="2">CALCULUL ŞURUBULUI SECUNDAR</td></tr>
<tr><td>3.1</td><td colspan="2">ALEGEREA MATERIALULUI</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="2">Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50; OLC 35; OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)</td></tr>
<tr><td>3.2</td><td colspan="2">CALCULUL NUMĂRULUI DE SPIRE ALE PIULIŢEI ŞURUBULUI PRINCIPAL (situată la interiorul şurubului secundar)</td></tr>
<tr><td></td><td>Numărul de spire z
 
</td><td>• CRIC CU DUBLĂ ACŢIUNE
$z = \frac{4Q}{\pi\left(d^2 - D_1^2\right)p_a}$
d, D_1, D_4 - v. pct. 2.2
$p_a = 7 \ldots 13$ MPa - presiunea admisibilă la strivire a peliculei de lubrifiant dintre spire
$6 \leq z \leq 10$, număr întreg
• CRIC TELESCOPIC
Se adoptă
$6 \leq z \leq 10$</td></tr>
</table>

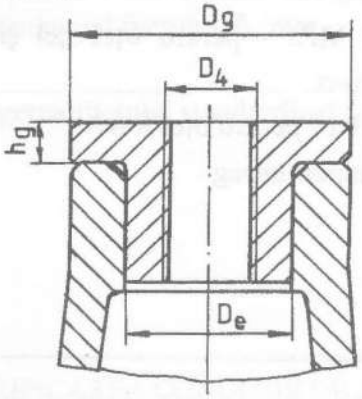
Tabelul 5.2 (continuare)

0	1	2
	Lungimea piuliţei H_{pl}, mm	$H_{pl} = zP$
3.3	ALEGEREA FILETULUI EXTERIOR	
	Adoptarea diametrului interior preliminar al filetului d_3, mm	$d_3 = D_0 + (8...10)$ mm $D_0 = D_4 + (4...6)$ mm - diametrul interior al părţii nefiletate
	Alegerea filetului standardizat	Se alege filet trapezoidal standardizat (v. Anexa 24), cu pas normal (valoarea intermediară a pasului), cu mărimea diametrului interior în domeniul de valori stabilit anterior pentru d_3. Pentru acest filet se prezintă: notarea conform STAS; schiţa filetului; tabel cu principalele dimensiuni (v. cap. 1 - Exemplu de calcul)
3.4	VERIFICAREA CONDIŢIEI DE AUTOFRÂNARE	
	Unghiul de înclinare al spirei filetului β_2, grade	$\beta_2 = \text{arctg}\dfrac{P}{\pi d_2}$
	Unghiul aparent de frecare φ', grade	$\varphi' = \text{arctg}\dfrac{\mu}{\cos\dfrac{\alpha}{2}}$ $\mu = 0{,}11...0{,}12$ - pentru oţel/oţel $\mu = 0{,}12...0{,}15$ - pentru oţel/fontă $\mu = 0{,}08...0{,}1$ - pentru oţel/bronz
	Condiţia de autofrânare	$\beta_2 < \varphi'$
3.5	VERIFICAREA LA SOLICITĂRI COMPUSE	
	Momentul de torsiune care solicită şurubul M_t, Nmm	$M_t = M_{insII} = Q\dfrac{d_2}{2}\text{tg}(\varphi'+\beta_2)$
	Tensiunea efectivă de compresiune σ_c, MPa	$\sigma_c = \dfrac{4Q}{\pi\left(d_3^2 - D_0^2\right)}$
	Tensiunea efectivă de torsiune τ_t, în MPa	$\tau_t = \dfrac{M_t}{\dfrac{\pi}{16d_3}\left(d_3^4 - D_0^4\right)}$
	Tensiunea echivalentă σ_e, MPa	$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{ac}$ $\sigma_{ac} = 60...80$ MPa
4	CALCULUL PIULIŢEI FIXE	
4.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50; OLC 35; OLC 45; Fc 200; CuSn 10; CuSn 11 (v. Anexele 13, 14, 16 şi 17)	

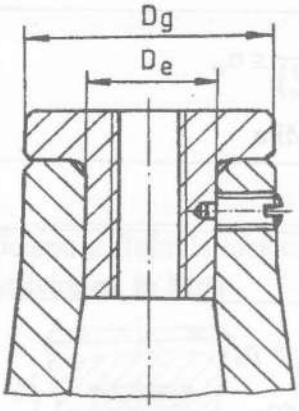
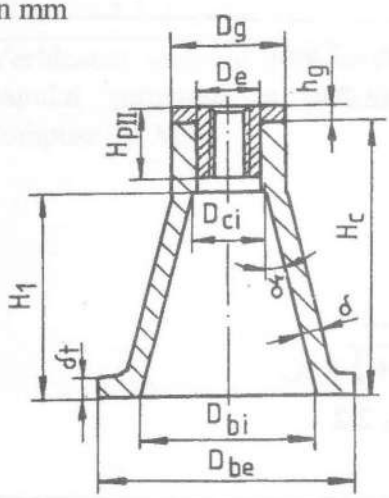
Tabelul 5.2 (continuare)

0	1	2
4.2	CALCULUL NUMĂRULUI DE SPIRE	
	Numărul de spire z 	$z = \frac{4Q}{\pi\left(d^2 - D_1^2\right)p_a}$ p_a = 7...13 MPa - pentru oţel/oţel şi pentru oţel/bronz p_a = 5...6 MPa - pentru oţel/fontă $6 \le z \le 10$, număr întreg
	Lungimea piuliţei H_{pli}, mm	$H_{pli} = zP$
4.3	VERIFICAREA SPIREI	
	Verificarea la încovoiere σ_i şi la forfecare τ_f, în MPa  	♦ ÎNCOVOIERE • Piuliţă din oţel $\sigma_i = \frac{3Q\left(d_2 - d_3\right)}{\pi d_3 h^2 z} \le \sigma_{ai}$ $h = 0{,}634\,P$ σ_{ai} = 60...80 MPa • Piuliţă din fontă sau bronz $\sigma_i = \frac{3Q\left(D_4 - d_2\right)}{\pi D_4 h^2 z} \le \sigma_{ai}$ $h = 0{,}634\,P$ σ_{ai} = 40...45 MPa ♦ FORFECARE • Piuliţă din oţel $\tau_f = \frac{Q}{\pi d_3 h z} \le \tau_{af}$ τ_{af} = 50...65 MPa • Piuliţă din fontă sau bronz $\tau_f = \frac{Q}{\pi D_4 h z} \le \tau_{af}$ τ_{af} = 30...35 MPa

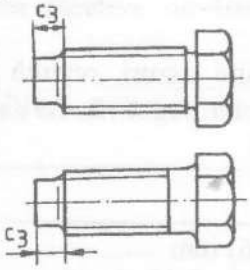
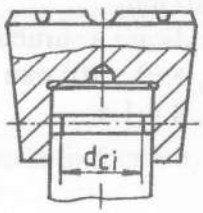
Tabelul 5.2 (continuare)

0	1	2
4.4	ALEGEREA DIMENSIUNILOR PIULIŢEI	
	Diametrul exterior al corpului D_e, mm 	$D_e = D_4 + (8...10)$ mm
	Diametrul exterior al gulerului D_g, mm	$D_g = D_e + (16...20)$ mm
	Înălţimea gulerului h_g, mm	$h_g = 8...12$ mm
4.5	VERIFICAREA PIULIŢEI LA SOLICITĂRI COMPUSE	
	Tensiunea efectivă de tracţiune σ_t, MPa	$\sigma_t = \frac{4Q}{\pi\left(D_e^2 - D_4^2\right)}$
	Tensiunea efectivă de torsiune τ_t, MPa	$\tau_t = \frac{M_{insII}}{\frac{\pi}{16D_e}\left(D_e^4 - D_4^4\right)}$ $M_{inş\ II}$ - v. pct.3.5
	Tensiunea echivalentă σ_e, MPa	$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{at}$ $\sigma_{at} = 60...80$ MPa - pentru oţel $\sigma_{at} = 40...45$ MPa - pentru fontă sau bronz
4.6	VERIFICAREA GULERULUI	
	Verificarea la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \frac{4Q}{\pi\left(D_g^2 - D_e^2\right)} \le \sigma_{as}$ $\sigma_{as} = 60$ MPa
	Verificarea la forfecare τ_f, MPa	$\tau_f = \frac{Q}{\pi D_e h_g} \le \tau_{af}$ $\tau_{af} = 40...55$ MPa - pentru oţel $\tau_{af} = 30...35$ MPa - pentru fontă sau bronz

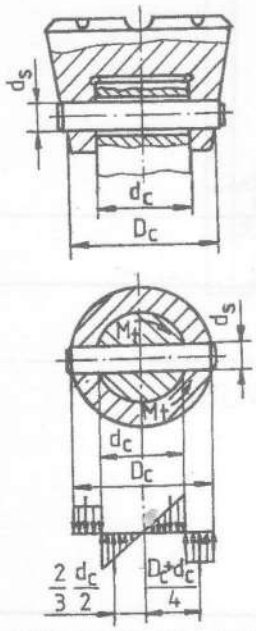
Tabelul 5.2 (continuare)

0	1	2
4.7	ALEGEREA ŞI VERIFICAREA ŞTIFTULUI FILETAT CARE FIXEAZĂ PIULIŢA ÎN CORPUL CRICULUI	
	Alegerea ştiftului filetat 	Se alege ştift filetat M5, M6 sau M8, cu crestătură, cu cep cilindric (v. Anexa 35) sau cu crestătură, cu cep tronconic (v. Anexa 37)
	Momentul de frecare pe suprafaţa de sprijin a gulerului M_g, Nmm	$M_g = \frac{1}{3}\mu Q \frac{D_g^3 - D_e^3}{D_g^2 - D_e^2}$ $\mu = 0{,}15\ldots0{,}2$ - pentru oţel/oţel $\mu = 0{,}12\ldots0{,}15$ - pentru oţel/fontă, fontă/fontă sau bronz/fontă
	Momentul care solicită ştiftul M_s, Nmm	$M_s = M_{inşII} - M_g$ În cele mai multe cazuri, rezultă pentru M_s o valoare redusă sau negativă, verificarea ştiftului nefiind necesară
5	CALCULUL CORPULUI	
	Alegerea dimensiunilor corpului, în mm 	$D_{ci} = D_e + (2\ldots6)$ mm $\gamma = 5^0\ldots7^0$ $\delta = 7\ldots8$ mm $\delta_t = 10\ldots12$ mm $D_{be} = D_{bi} + (30\ldots50)$ mm D_{bi} - se măsoară pe desen $H_1 = H_{II} + (30\ldots50)$ mm H_{II} - înălţimea de ridicare a şurubului secundar $H_c = H_1 + H_{pII} - h_g + (0\ldots10)$ mm H_{II} - v. cap. 4, pct. 4.4.1.4

Tabelul 5.2 (continuare)

0	1	2
	Verificarea corpului la compresiune σ_c, MPa	$\sigma_c = \frac{4Q}{\pi\left(D_g^2 - D_{ci}^2\right)} \le \sigma_{ac}$ σ_{ac} = 60...80 MPa
	Verificarea suprafeţei de sprijin la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \frac{4Q}{\pi\left(D_{be}^2 - D_{bi}^2\right)} \le \sigma_{as}$ σ_{as} = 2...2,5 MPa
6	CALCULUL CUPEI	
6.1	CUPA CRICULUI TELESCOPIC	
	Verificarea presiunii dintre cupă şi capul şurubului principal p, MPa	$p = \frac{4Q}{\pi\left(d_c^2 - d_0^2\right)} \le p_a$ p_a = 25...40 MPa d_c, d_0 - v. pct. 2.4
	Alegerea şurubului cu cap hexagonal mic şi cep cilindric care împiedică deplasarea axială a cupei 	V. Anexa 29
	Verificarea secţiunii slăbite a capului şurubului la solicitări compuse σ_e, MPa 	$d_{ci} = d_c - 2c_3 - 2$ mm c_3 - v. Anexa 29 $\sigma_c = \frac{4Q}{\pi d_{ci}^2}$ $\tau_t = \frac{16M_f}{\pi d_{ci}^3}$ M_f - v. pct. 2.4 $\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{ac}$ σ_{ac} - v. pct. 2.2

Tabelul 5.2 (continuare)

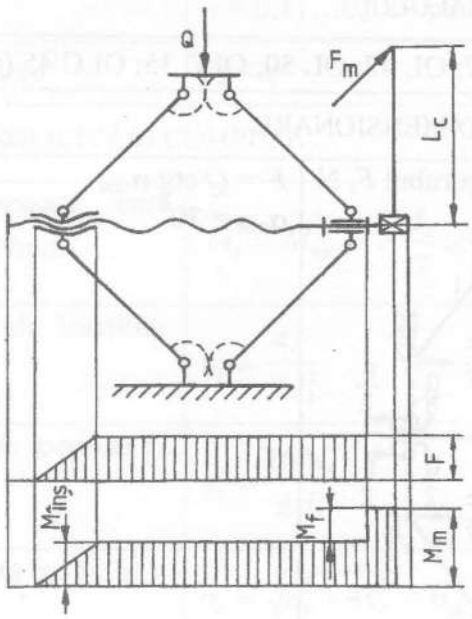
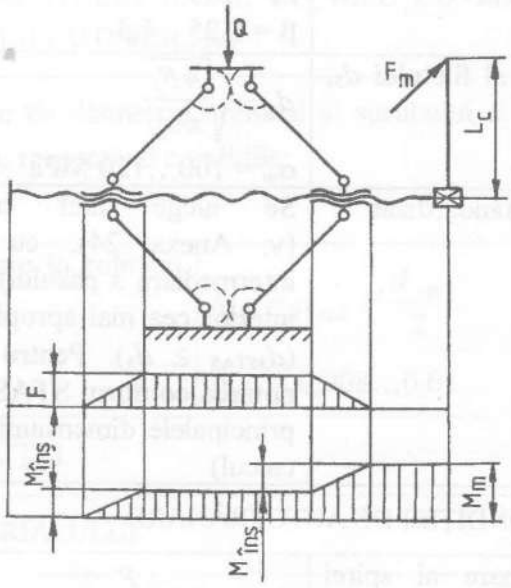
0	1	2
6.2	CUPA CRICULUI CU DUBLĂ ACŢIUNE	
	Alegerea ştiftului care solidarizează cupa de şurubul principal	$d_s = (0{,}15\ldots0{,}25)d_c$ $d_c = d + (2\ldots4)$ mm d - diametrul nominal al filetului şurubului principal Se alege un ştift standardizat cilindric (v. Anexa 42) sau conic (v. Anexa 43), în domeniul de valori determinat pentru d_s
	Verificarea ştiftului la forfecare τ_f şi la strivire σ_s, în MPa  	◆ FORFECARE $\tau_f = \dfrac{4M_{insl}}{\pi d_c d_s^2} \le \tau_{af}$ M_{insl} - v. pct. 2.4 $\tau_{af} = 65\ldots80$ MPa ◆ STRIVIRE • Ştift - cupă $\sigma_s = \dfrac{4M_{insl}}{d_s\left(D_c^2 - d_c^2\right)} \le \sigma_{as}$ $D_c = (1{,}4\ldots1{,}6)\ d_c$ • Ştift - capul şurubului $\sigma_s = \dfrac{6M_{insl}}{d_s d_c^2} \le \sigma_{as}$ $\sigma_{as} = 100\ldots120$ MPa
	Verificarea secţiunii micşorate a capului şurubului la solicitări compuse σ_e, MPa	$\sigma_c = \dfrac{Q}{\dfrac{\pi d_c^2}{4} - d_s d_c}$ $\tau_t = \dfrac{16M_{insl}}{\pi d_c^3\left(1 - \dfrac{d_s}{d_c}\right)}$ $\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{ac}$ σ_{ac} - v. pct. 2.4

Tabelul 5.2 (continuare)

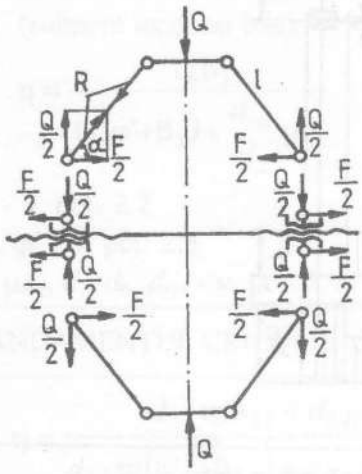
0	1	2
7	CALCULUL RANDAMENTULUI	
7.1	RANDAMENTUL CRICULUI TELESCOPIC	
	• Pentru cazul folosirii unui lagăr axial cu alunecare între capul şurubului şi cupă $\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}(\varphi'+\beta_2)+\frac{2}{3}\frac{\mu}{d_2}\frac{d_c^3-d_0^3}{d_c^2-d_0^2}}$ • Pentru cazul folosirii unui lagăr cu rostogoliri între capul şurubului şi cupă (rulment axial cu bile) $\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}(\varphi'+\beta_2)+\frac{d_{rul}}{d_2}\mu_{rul}}$ d_2 - v. pct. 2.2 β_2, φ' - v. pct. 2.3 μ, μ_{rul}, d_c, d_0, d_{rul} - v. pct. 2.4	
7.2	RANDAMENTUL CRICULUI CU DUBLĂ ACŢIUNE	
	$\eta = \frac{d_{2I}\operatorname{tg}\beta_{2I}+d_{2II}\operatorname{tg}\beta_{2II}}{d_{2I}\operatorname{tg}(\varphi'_I+\beta_{2I})+d_{2II}\operatorname{tg}(\varphi'_{II}+\beta_{2II})}$ d_{2I} - v. pct. 2.2 ($d_{2I} \equiv d_2$) β_{2I}, φ'_I - v. pct. 2.3 ($\beta_{2I} \equiv \beta_2$; $\varphi'_I \equiv \varphi'$) d_{2II} - v. pct. 3.3 ($d_{2II} \equiv d_2$) β_{2II}, φ'_{II} - v. pct. 3.4 ($\beta_{2II} \equiv \beta_2$; $\varphi'_{II} \equiv \varphi'$)	

Tabelul 5.3

Metodologia de proiectare a cricurilor cu pârghii cu o piuliță şi cu două piulițe

1. STABILIREA SARCINILOR CARE ÎNCARCĂ ELEMENTELE CRICULUI
CRIC CU PÂRGHII CU O PIULIȚĂ 
CRIC CU PÂRGHII CU DOUĂ PIULIȚE 

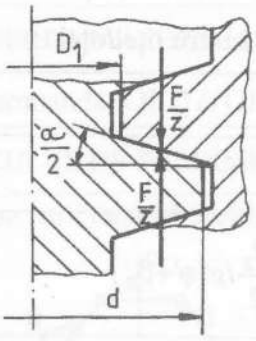
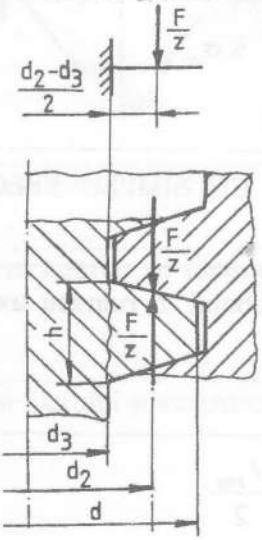
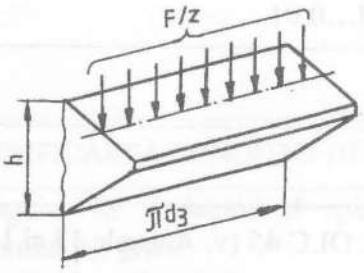
Tabelul 5.3 (continuare)

Nr. crt.	Elementul de calcul	Relaţii de calcul. Recomandări
0	1	2
2	CALCULUL ŞURUBULUI	
2.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50; OLC 35; OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	
2.2	CALCULUL DE PREDIMENSIONARE	
	Sarcina care încarcă şurubul F, N 	$F = Q \operatorname{ctg} \alpha_{min}$ $\alpha_{min} = 30^0$
	Sarcina de calcul F_c, N	$F_c = \beta F$ $\beta = 1{,}25 \ldots 1{,}3$
	Diametrul interior al filetului d_3, mm	$d_3 = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi \sigma_{at}}}$ $\sigma_{at} = 100 \ldots 120$ MPa
	Alegerea filetului standardizat	Se alege filet trapezoidal standardizat (v. Anexa 24), cu pas normal (valoarea intermediară a pasului), cu mărimea diametrului interior cea mai apropiată de valoarea calculată ($d_{3STAS} \geq d_3$). Pentru acest filet se prezintă: notarea conform STAS; schiţa filetului; tabel cu principalele dimensiuni (v. cap.1 - Exemplu de calcul)
2.3	VERIFICAREA CONDIŢIEI DE AUTOFRÂNARE	
	Unghiul de înclinare al spirei filetului β_2, grade	$\beta_2 = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi d_2}$

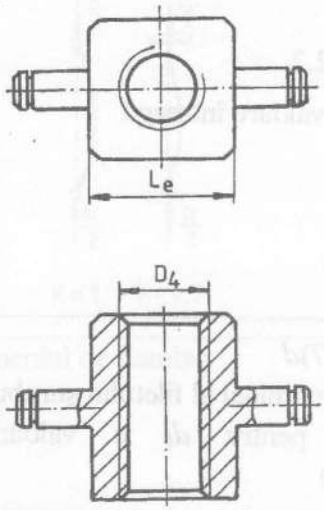
Tabelul 5.3 (continuare)

0	1	2
	Unghiul aparent de frecare φ', grade	$\varphi' = \text{arctg}\dfrac{\mu}{\cos\dfrac{\alpha}{2}}$ $\mu = 0{,}11\ldots0{,}12$ - pentru oţel/oţel
	Condiţia de autofrânare	$\beta_2 < \varphi'$
2.4	VERIFICAREA LA SOLICITĂRI COMPUSE	
	Momentul de torsiune care solicită şurubul M_t, Nmm	$M_t = M_{ins} = F\dfrac{d_2}{2}tg(\varphi'+\beta_2)$
	Tensiunea efectivă de tracţiune σ_t, MPa	$\sigma_t = \dfrac{4F}{\pi d_3^2}$
	Tensiunea efectivă de torsiune τ_t, MPa	$\tau_t = \dfrac{16M_t}{\pi d_3^3}$
	Tensiunea echivalentă σ_e, MPa	$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{at}$ σ_{at} - v. pct. 2.2
2.5	ALEGEREA RULMENTULUI AXIAL CU BILE CU SIMPLU EFECT, PENTRU CRICUL CU PÂRGHII CU O PIULIŢĂ	
	Se alege, în funcţie de diametrul nominal al şurubului d, rulment axial cu simplu efect (v. Anexa 48), respectând condiţiile: $d_{rul} > d$ şi $C_{0a} \ge F$	
	Momentul de frecare în rulment M_f, Nmm	$M_f = \mu_{rul} F\dfrac{d_{rul}}{2}$ $\mu_{rul} = 0{,}008\ldots0{,}01$
3	CALCULUL PIULIŢEI	
3.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50; OLC 35; OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	

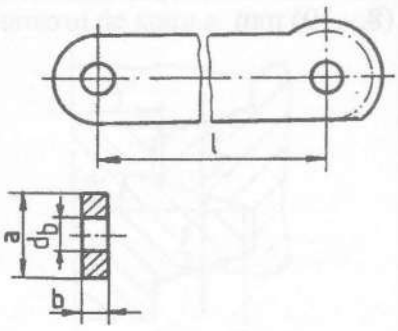
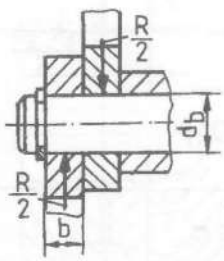
Tabelul 5.3 (continuare)

0	1	2
3.2	CALCULUL NUMĂRULUI DE SPIRE	
	Numărul de spire z 	$z = \dfrac{4F}{\pi\left(d^2 - D_1^2\right)p_a}$ p_a = 7…13 MPa - pentru oţel/oţel $6 \le z \le 10$, număr întreg
	Lungimea piuliţei H_p, mm	$H_p = zP$
3.3	VERIFICAREA SPIREI	
	Verificarea la încovoiere σ_i şi la forfecare τ_f, în MPa  	• Încovoiere $\sigma_i = \dfrac{3F\left(d_2 - d_3\right)}{\pi d_3 h^2 z} \le \sigma_{ai}$ $h = 0{,}634\ P$ σ_{ai} = 100…120 MPa • Forfecare $\tau_f = \dfrac{F}{\pi d_3 h z} \le \tau_{af}$ τ_{af} = 75…90 MPa

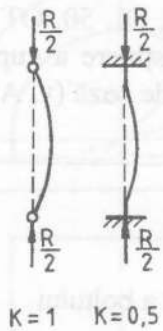
Tabelul 5.3 (continuare)

0	1	2
3.4	VERIFICAREA PIULIȚEI LA SOLICITĂRI COMPUSE	
	Latura secțiunii transversale a piuliței L_e, mm 	$L_e = D_4 + (8...10)$ mm
	Tensiunea efectivă de compresiune σ_c, MPa	$\sigma_c \approx \frac{4F}{\pi\left(L_e^2 - D_4^2\right)}$
	Tensiunea efectivă de torsiune τ_t, MPa	$\tau_t \approx \frac{M_{ins}}{\frac{\pi}{16 L_e}\left(L_e^4 - D_4^4\right)}$
	Tensiunea echivalentă σ_e, MPa	$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{ac}$ $\sigma_{ac} = 100...120$ MPa
4	CALCULUL PÂRGHIILOR ŞI A BOLȚURILOR DIN ARTICULAȚII	
4.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50 - pentru pârghii şi OL 50 - pentru bolțuri (v. Anexa 13)	
4.2	DETERMINAREA ŞI VERIFICAREA DIMENSIUNILOR PÂRGHIEI ŞI A BOLȚURILOR	
	Forța care solicită pârghia R, N	$R = \frac{Q}{2\sin\alpha_{min}}$ - v. pct. 2.2

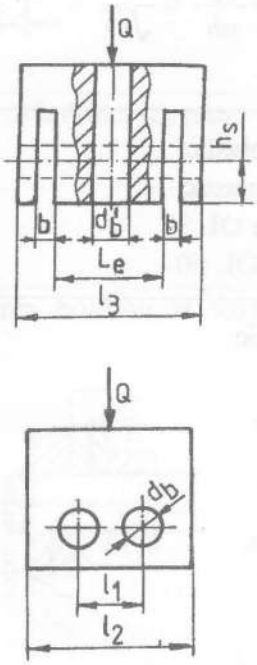
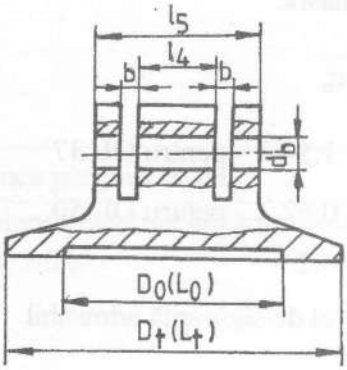
Tabelul 5.3 (continuare)

0	1	2
	Lungimea pârghiei l, mm 	$l = \frac{H}{2(\sin\alpha_{max} - \sin\alpha_{min})}$ $\alpha_{max} \le 80^0$ α_{min} - v. pct. 2.2 l - se alege o valoare întreagă
	Diametrul bolţului d_b, mm	$d_b = (0{,}5\ldots0{,}7)d$ d - diametrul nominal al filetului şurubului Se adoptă pentru d_b o valoare STAS (v. Anexa 44)
	Verificarea bolţului la forfecare τ_f, MPa 	$\tau_f = \frac{2R}{\pi d_b^2} \le \tau_{af}$ $\tau_{af} = 75\ldots90$ MPa
	Grosimea pârghiei b, mm	$b \ge \frac{R}{2 d_b \sigma_{as}}$ $\sigma_{as} = 60$ MPa Se adoptă pentru b o valoare STAS (v. Anexa 20)
	Lăţimea pârghiei a, mm	$a = (4\ldots5)b$
	Tensiunea efectivă de compresiune σ_c, MPa	$\sigma_c = \frac{R}{2ab} \le \sigma_{ac}$ $\sigma_{ac} = 80\ldots100$ MPa

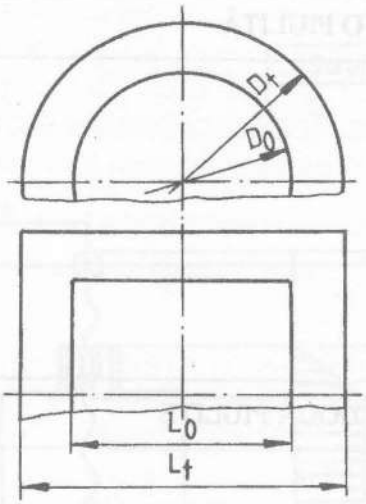
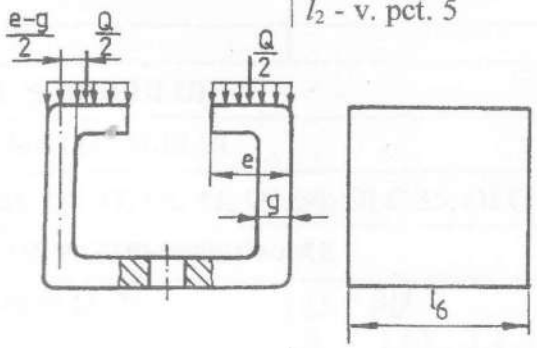
Tabelul 5.3 (continuare)

0	1	2
4.3	VERIFICAREA PÂRGHIEI LA FLAMBAJ	
	Coeficientul la zvelteţe λ 	$\lambda = \frac{l_f}{i_{min}}$ $l_f = Kl$ - lungimea de flambaj K - se alege în funcţie de schema de flambaj $i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} = \sqrt{\frac{\frac{ab^3}{12}}{ab}} = \frac{b}{\sqrt{12}}$
	Domeniul de flambaj	$\lambda \geq \lambda_0$ - flambaj elastic $\lambda < \lambda_0$ - flambaj plastic $\lambda_0 = 105$ - pentru OL 37 $\lambda_0 = 89$ - pentru OL 50
	Coeficientul de siguranţă la flambaj c	• Flambaj elastic $c = \frac{2R_f}{R} \geq c_a$ R - v.pct. 4.2 $R_f = \frac{\pi^2 E I_{min}}{l_f^2}$ $I_{min} = \frac{ab^3}{12}$ $E = 2{,}15 \cdot 10^5$ MPa • Flambaj plastic $c = \frac{\sigma_f}{\sigma_c} \geq c_a$ $\sigma_f = 310 - 1{,}14\,\lambda$ - pentru OL 37 $\sigma_f = 335 - 0{,}62\,\lambda$ - pentru OL 50 σ_c - v. pct.4.2 • Coeficientul de siguranţă admisibil $c_a = 3 \ldots 5$

Tabelul 5.3 (continuare)

0	1	2
5	ALEGEREA ŞI VERIFICAREA DIMENSIUNILOR SUPORTULUI DE SUSŢINERE A CUPEI ŞI A PLĂCII DE BAZĂ	
	Alegerea materialului	Se recomandă: OL 42, OL 50, OT 50, Fc 250 - pentru suportul de susţinere a cupei şi OT 50, Fc 250 - pentru placa de bază (v. Anexele 13, 15 şi 16)
	Alegerea dimensiunilor suportului de susţinere a cupei, în mm 	$d_b' = (0{,}6\ldots0{,}8)d_b$ $l_3 = L_e + 4b$ l_3 este lungimea activă a bolţului $l_1 = a + (2\ldots4)$ mm $z = \frac{l_1}{m}$ m = 1,00 mm sau 1,25 mm - modulul danturii z - număr întreg $l_{1rec} = m\,z$ $l_2 = l_{1rec} + 2d_b$ d_b, b, a - v. pct. 4.2 L_e - v. pct. 3.4 $h_s \approx d_b$
	Alegerea dimensiunilor plăcii de bază, în mm 	$l_4 = L_e + 2b$ L_e - v. pct. 3.4 $l_5 = l_4 + 4b$ l_5 este lungimea activă a bolţului D_t sau L_t se alege constructiv $D_0 = (0{,}6\ldots0{,}8)D_t$ sau $L_0 = (0{,}6\ldots0{,}8)L_t$

Tabelul 5.3 (continuare)

0	1	2
	Verificarea suprafeței de sprijin la strivire σ_s, MPa 	$\sigma_s = \dfrac{Q}{\dfrac{\pi}{4}\left(D_t^2 - D_0^2\right)} \le \sigma_{as}$ sau $\sigma_s = \dfrac{Q}{L_t^2 - L_0^2} \le \sigma_{as}$ σ_{as} = 2…2,5 MPa
6	ALEGEREA ŞI VERIFICAREA DIMENSIUNILOR CUPEI	
	Alegerea materialului	Se recomandă OL 37, OL 42, OL 50 (v. Anexa 13)
	Alegerea dimensiunilor cupei, în mm 	$l_6 \le l_2$ l_2 - v. pct. 5 g - grosimea tablei (v. Anexa 20) $e = (2…3)g$
	Verificarea la compresiune excentrică σ_e, MPa	$\sigma_e = \dfrac{Q}{2l_6g^2}\left(3e - 2g\right) \le \sigma_{ai}$ σ_{ai} = 80…100 MPa
	Verificarea la forfecare τ_f, MPa	$\tau_f = \dfrac{Q}{2l_6g} \le \tau_{af}$ τ_{af} = 60…75 MPa

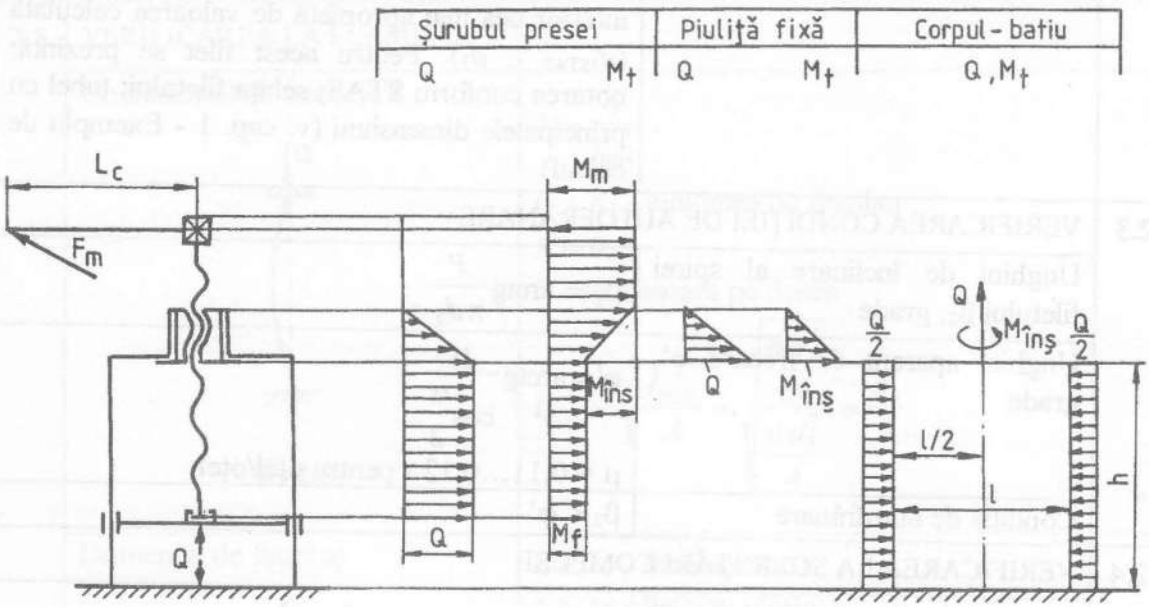
Tabelul 5.3 (continuare)

0	1	2
7	CALCULUL RANDAMENTULUI	
7.1	RANDAMENTUL CRICULUI CU PÂRGHII CU O PIULIŢĂ	
	$\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}(\varphi'+\beta_2) + \frac{d_{rul}}{d_2}\mu_{rul}}$ d_2 - v. pct. 2.2 β_2, φ' - v. pct. 2.3 d_{rul}, μ_{rul} - v. pct. 2.5	
7.2	RANDAMENTUL CRICULUI CU PÂRGHII CU DOUĂ PIULIŢE	
	$\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}(\varphi'+\beta_2)}$ β_2, φ' - v. pct. 2.3	

Tabelul 5.4

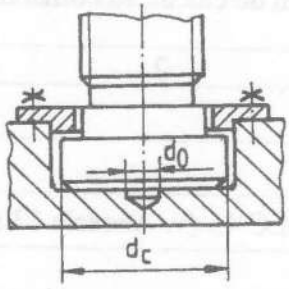
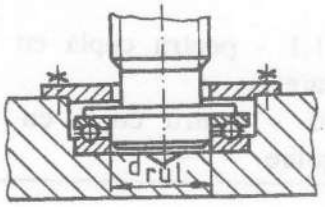
Metodologia de proiectare a presei cu şurub

1. STABILIREA SARCINILOR CARE ÎNCARCĂ ELEMENTELE PRESEI



Nr. crt.	Elementul de calcul	Relaţii de calcul. Recomandări
0	1	2
2	CALCULUL ŞURUBULUI	
2.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50; OLC 35; OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	
2.2	CALCULUL DE PREDIMENSIONARE	
	Sarcina de calcul Q_c, N	$Q_c = \beta Q$ β = 1,05...1,1 - pentru cuplă cu frecare cu alunecare β = 1...1,05 - pentru cuplă cu frecare cu rostogolire
	Diametrul interior al filetului d_3, mm	$d_3 = \sqrt{\frac{4Q_c}{\pi\sigma_{ac}}}$ σ_{ac} = 40...60 MPa - pentru sarcini de lucru $Q < 20000$ N σ_{ac} = 60...80 MPa - pentru sarcini de lucru $Q \geq 20000$ N

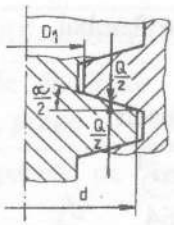
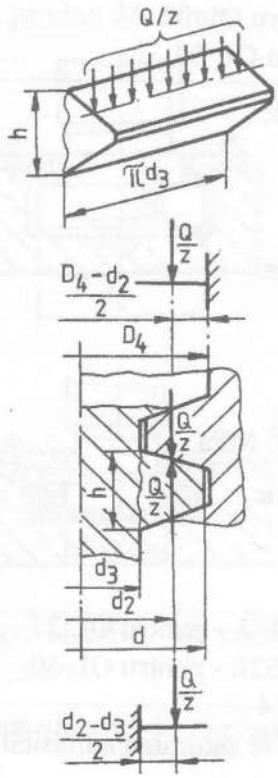
Tabelul 5.4 (continuare)

0	1	2
	Alegerea filetului standardizat	Se alege filet trapezoidal standardizat (v. Anexa 24), cu pas normal (valoarea intermediară a pasului), cu mărimea diametrului interior cea mai apropiată de valoarea calculată ($d_{3STAS} \geq d_3$). Pentru acest filet se prezintă: notarea conform STAS; schiţa filetului; tabel cu principalele dimensiuni (v. cap. 1 - Exemplu de calcul)
2.3	VERIFICAREA CONDIŢIEI DE AUTOFRÂNARE	
	Unghiul de înclinare al spirei filetului β_2, grade	$\beta_2 = \text{arctg}\dfrac{P}{\pi d_2}$
	Unghiul aparent de frecare φ', grade	$\varphi' = \text{arctg}\dfrac{\mu}{\cos\dfrac{\alpha}{2}}$ $\mu = 0{,}11\ldots0{,}12$ - pentru oţel/oţel
	Condiţia de autofrânare	$\beta_2 < \varphi'$
2.4	VERIFICAREA LA SOLICITĂRI COMPUSE	
	Momentul de torsiune care solicită şurubul M_t, Nmm   	$M_t = M_f = \dfrac{1}{3}\mu Q\dfrac{d_c^3 - d_0^3}{d_c^2 - d_0^2}$ - pentru cuplă cu frecare cu alunecare μ - coeficientul de frecare dintre capul şurubului şi traversa mobilă ($\mu = 0{,}11\ldots0{,}12$ - pentru oţel/oţel) $d_c = d + (8\ldots12)$ mm $d_0 = 6\ldots10$ mm $M_t = M_f = \mu_{rul} Q\dfrac{d_{rul}}{2}$ - pentru cuplă cu frecare cu rostogolire $\mu_{rul} = 0{,}008\ldots0{,}01$ Se alege, în funcţie de diametrul nominal al şurubului d, rulment axial cu simplu efect, cu respectarea condiţiilor $d_{rul} > d$ şi $C_{0a} \geq Q$ (v. Anexa 48)
	Tensiunea efectivă de compresiune σ_c, MPa	$\sigma_c = \dfrac{4Q}{\pi d_3^2}$
	Tensiunea efectivă de torsiune τ_t, MPa	$\tau_t = \dfrac{16 M_t}{\pi d_3^3}$

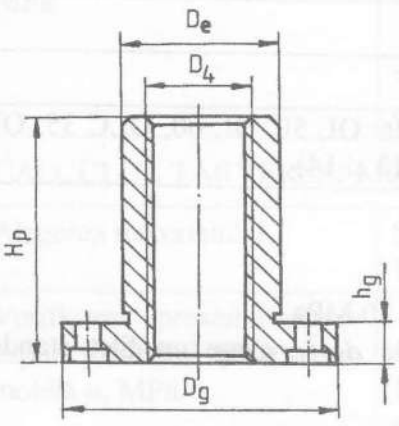
Tabelul 5.4 (continuare)

0	1	2
	Tensiunea echivalentă σ_e, MPa	$\sigma_e = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{ac}$ σ_{ac} - v. pct. 2.2
2.5	VERIFICAREA LA FLAMBAJ	
	Coeficientul de zvelteţe λ 	$\lambda = \frac{l_f}{i_{min}}$ $l_f = Kl$ - lungimea de flambaj $K = 0,5$ l - se măsoară pe desen $i_{min} = \sqrt{\frac{I_{min}}{A}} \approx \sqrt{\frac{\frac{\pi d_3^4}{64}}{\frac{\pi d_3^2}{4}}} = \frac{d_3}{4}$
	Domeniul de flambaj	$\lambda \ge \lambda_0$ - flambaj elastic $\lambda < \lambda_0$ - flambaj plastic $\lambda_0 = 105$ - pentru OL 37 $\lambda_0 = 89$ - pentru OL 50
	Coeficientul de siguranţă la flambaj c	• Flambaj elastic $c = \frac{Q_f}{Q} \ge c_a$ $Q_f = \frac{\pi^2 E I_{min}}{l_f^2}$ $I_{min} \approx \frac{\pi d_3^4}{64}$ $E = 2,15 \cdot 10^5$ MPa • Flambaj plastic $c = \frac{\sigma_f}{\sigma_c} \ge c_a$ $\sigma_f = 310 - 1,14\lambda$ - pentru OL 37 $\sigma_f = 335 - 0,62\lambda$ - pentru OL 50 σ_c - v. pct. 2.4 • Coeficientul de siguranţă admisibil $c_a = 3...5$

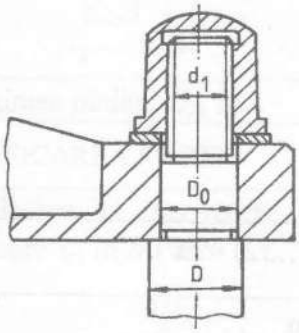
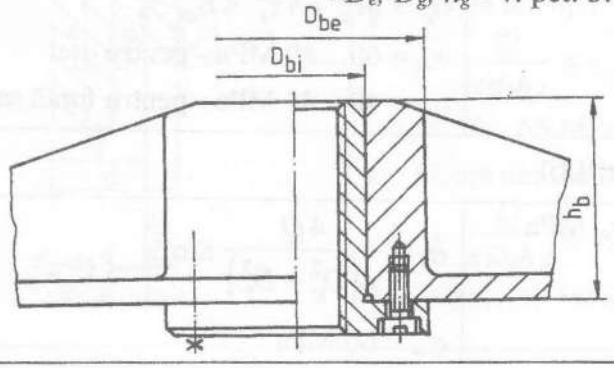
Tabelul 5.4 (continuare)

0	1	2
3	CALCULUL PIULIŢEI	
3.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 37; OL 42; OL 50; OLC 35; OLC 45; Fc 200; CuSn 10; CuSn 11 (v. Anexele 13, 14, 16 şi 17)	
3.2	CALCULUL NUMĂRULUI DE SPIRE	
	Numărul de spire z 	$z = \dfrac{4Q}{\pi\left(d^2 - D_1^2\right)p_a}$ p_a = 7…13 MPa - pentru oţel/oţel şi pentru oţel/bronz p_a = 5…6 MPa - pentru oţel/fontă $6 \le z \le 10$, număr întreg
	Lungimea piuliţei H_p, mm	$H_p = zP$
3.3	VERIFICAREA SPIREI	
	Verificarea la încovoiere σ_i şi forfecare τ_f, în MPa 	♦ ÎNCOVOIERE • Piuliţă din oţel $\sigma_i = \dfrac{3Q\left(d_2 - d_3\right)}{\pi d_3 h^2 z} \le \sigma_{ai}$ $h = 0{,}634\,P$ σ_{ai} = 60…80 MPa • Piuliţă din fontă sau bronz $\sigma_i = \dfrac{3Q\left(D_4 - d_2\right)}{\pi D_4 h^2 z} \le \sigma_{ai}$ $h = 0{,}634\,P$ σ_{ai} = 40…45 MPa ♦ FORFECARE • Piuliţă din oţel $\tau_f = \dfrac{Q}{\pi d_3 h z} \le \tau_{af}$ τ_{af} = 50…65 MPa • Piuliţă din fontă sau bronz $\tau_f = \dfrac{Q}{\pi D_4 h z} \le \tau_{af}$ τ_{af} = 30…35 MPa

Tabelul 5.4 (continuare)

0	1	2
3.4	ALEGEREA DIMENSIUNILOR PIULIȚEI	
	Diametrul exterior al piuliței D_e, mm 	$D_e = D_4 + (8...10)$ mm
	Diametrul exterior al gulerului D_g, mm	$D_g = D_e + (24...32)$ mm
	Înălțimea gulerului h_g, mm	$h_g = 8...12$ mm
3.5	VERIFICAREA PIULIȚEI LA SOLICITĂRI COMPUSE	
	Tensiunea efectivă de tracțiune σ_t, MPa	$\sigma_t = \dfrac{4Q}{\pi\left(D_e^2 - D_4^2\right)}$
	Tensiunea efectivă de torsiune τ_t, MPa	$\tau_t = \dfrac{M_t}{\dfrac{\pi}{16 D_e}\left(D_e^4 - D_4^4\right)}$ $M_t = M_f$ - v. pct. 2.4
	Tensiunea echivalentă σ_e, MPa	$\sigma_e = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau_t^2} \le \sigma_{at}$ $\sigma_{at} = 60...80$ MPa - pentru oțel $\sigma_{at} = 40...45$ MPa - pentru fontă sau bronz
3.6	VERIFICAREA GULERULUI	
	Verificarea la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \dfrac{4Q}{\pi\left(D_g^2 - D_e^2\right)} \le \sigma_{as}$ $\sigma_{as} = 60$ MPa

Tabelul 5.4 (continuare)

0	1	2
	Verificarea la forfecare τ_f, MPa	$\tau_f = \dfrac{Q}{\pi D_e h_g} \le \tau_{af}$ τ_{af} = 40…55 MPa - pentru oţel τ_{af} = 30…35 MPa - pentru fontă sau bronz
4	CALCULUL CORPULUI	
4.1	CALCULUL COLOANELOR	
	Alegerea materialului	Se recomandă: OL 50, OL 60, OLC 35, OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)
	Dimensionarea coloanelor d_1, mm 	$d_1 = \sqrt{\dfrac{2Q}{\pi \sigma_{at}}}$ σ_{at} = 100…120 MPa În funcţie de d_1 se alege un filet standardizat (v. Anexa 23)
	Adoptarea celorlalte diametre ale coloanelor D_0, D, în mm	$D_0 = d + (1…2)$ mm d - diametrul nominal al filetului $D = D_0 + (4…8)$ mm
4.2	CALCULUL TRAVERSEI FIXE	
	Alegerea materialului	Se recomandă: OT 50, Fc 250, Fc 350 (v. Anexele 15 şi 16)
	Adoptarea dimensiunilor bosajului în care se montează piuliţa D_{bi}, D_{be}, h_b, în mm 	$D_{bi} = D_e$ $D_{be} \approx D_g$ $h_b = H_p - h_g$ D_e, D_g, h_g - v. pct. 3.4

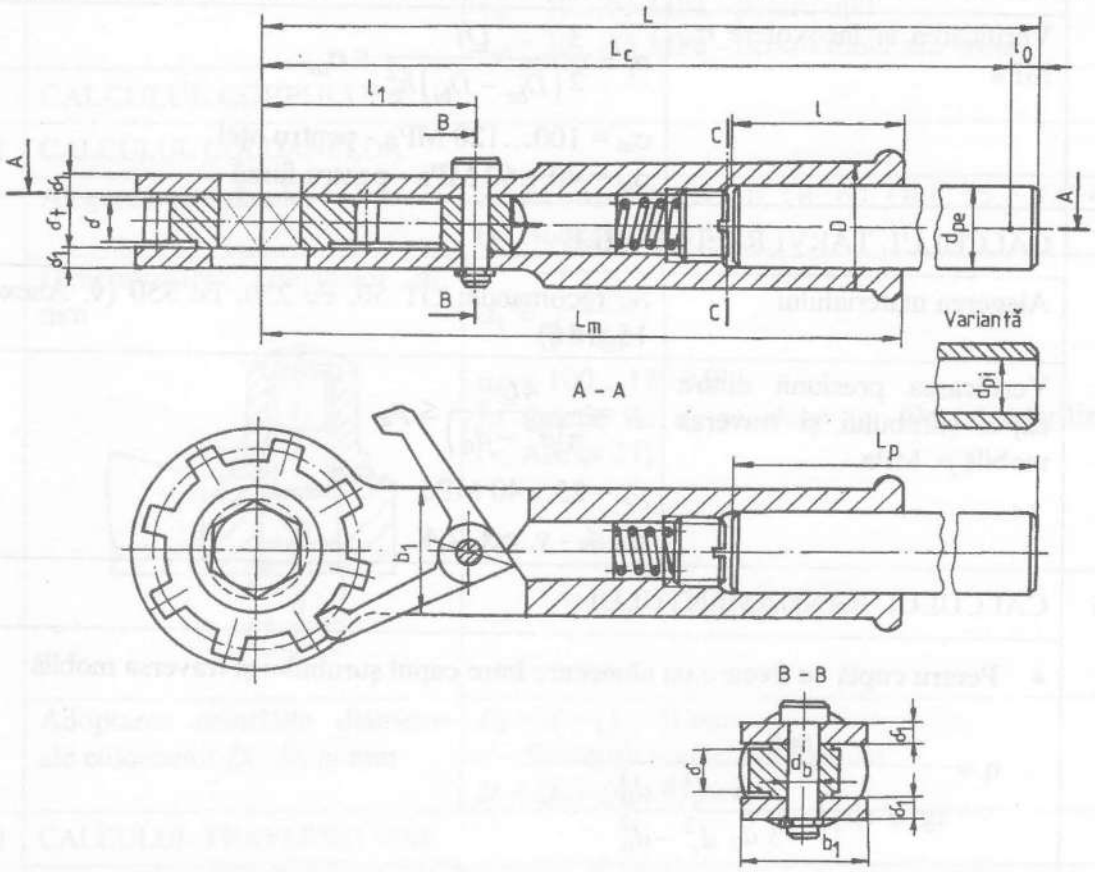
Tabelul 5.4 (continuare)

0	1	2
	Adoptarea distanței dintre coloane l, mm (v. pct. 1)	$l = (0{,}8\ldots0{,}9)H$ H - înălțimea de ridicare
	Verificarea la încovoiere σ_i, MPa	$\sigma_i = \frac{3}{2}\frac{Ql}{\left(D_{be} - D_{bi}\right)h_b^2} \le \sigma_{ai}$ σ_{ai} = 100…120 MPa - pentru oțel σ_{ai} = 40…60 MPa - pentru fontă
5	CALCULUL TARVERSEI MOBILE	
	Alegerea materialului	Se recomandă: OT 50, Fc 250, Fc 350 (v. Anexele 15 și 16)
	Verificarea presiunii dintre capul șurubului și traversa mobilă p, MPa	$p = \frac{4Q}{\pi\left(d_c^2 - d_0^2\right)} \le p_a$ p_a = 25…40 MPa d_c, d_0 - v. pct. 2.4
6	CALCULUL RANDAMENTULUI	
	• Pentru cuplă cu frecare cu alunecare între capul șurubului și traversa mobilă $\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\left(\varphi' + \beta_2\right) + \frac{2}{3}\frac{\mu}{d_2}\frac{d_c^3 - d_0^3}{d_c^2 - d_0^2}}$ • Pentru cuplă cu frecare cu rostogolire (rulment axial cu bile) între capul șurubului și traversa mobilă $\eta = \frac{\operatorname{tg}\beta_2}{\operatorname{tg}\left(\varphi' + \beta_2\right) + \frac{d_{rul}}{d_2}\mu_{rul}}$ d_2 - v. pct. 2.2 β_2, φ' - v. pct. 2.3 μ, μ_{rul}, d_c, d_0, d_{rul} - v. pct. 2.4	

Tabelul 5.5

Metodologia de proiectare a mecanismului de acţionare cu clichet orizontal

1. SCHIŢA MECANISMULUI

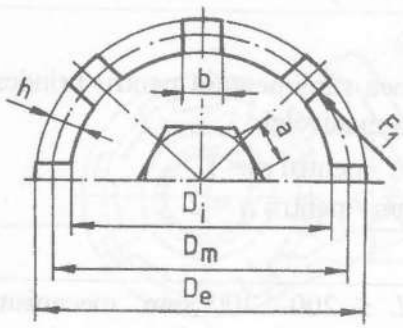


Nr. crt.	Elementul de calcul	Relaţii de calcul. Recomandări
0	1	2
2	CALCULUL LUNGIMII MANIVELEI	
	Momentul încovoietor total M_{it}, Nmm	$M_{it} = M_m = M_f + M_{inş}$ - pentru cricul cu piuliţă rotitoare, cricul telescopic, cricul cu pârghii cu o piuliţă, presă M_f - v. tabelele 5.1 - pct.3.4, 5.2 - pct.2.4, 5.3 - pct.2.5 şi 5.4 - pct.2.4 $M_{inş}$ - v. tabelele 5.1, 5.2, 5.3 şi 5.4 - pct. 2.4 $M_{it} = M_m = M_{inşI} + M_{inşII}$ - pentru cricul cu dublă acţiune $M_{inşI}$, $M_{inşII}$ - v. tabelul 5.2, pct. 2.4 şi 3.5

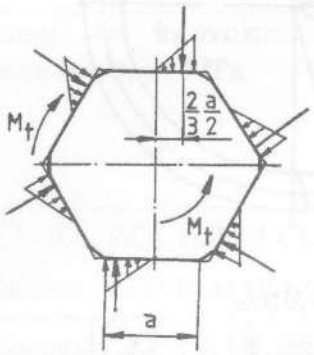
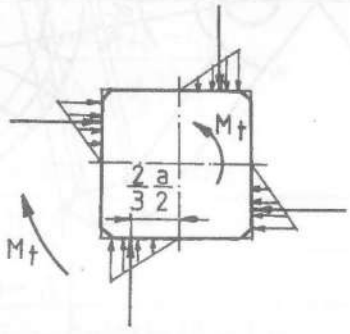
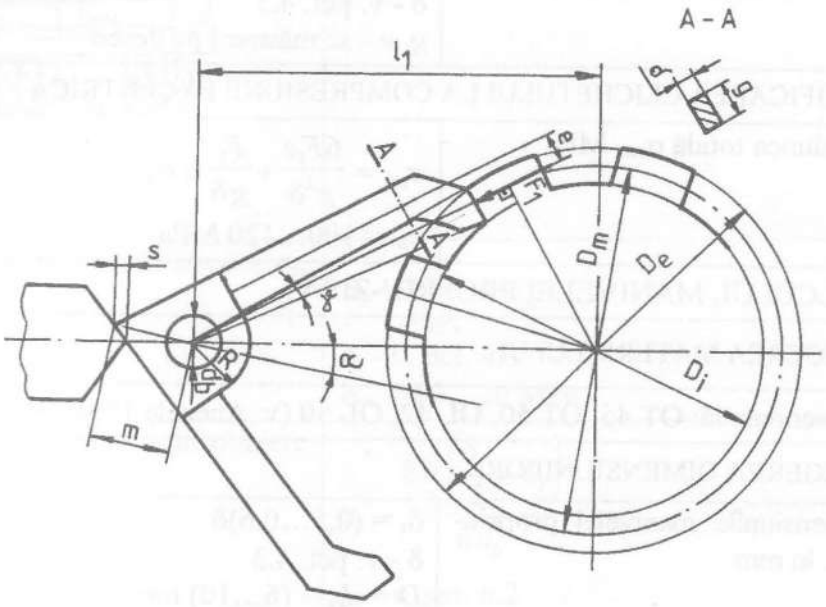
Tabelul 5.5 (continuare)

0	1	2
		$M_{it} = M_m = 2M_{înş}$ - pentru cricul cu pârghii cu două piuliţe $M_{înş}$ - v. tabelul 5.3, pct. 2.4
	Forţa cu care acţionează un muncitor F_m, N	$F_m = 150...300$ N
	Lungimea de calcul a manivelei L_c, mm	$L_c = \frac{M_{it}}{K\,n F_m}$ $n = 1$ sau 2 - numărul de muncitori K - coeficient de nesimultaneitate a acţiunii muncitorilor ($K = 1$ - pentru $n = 1$; $K = 0,8$ - pentru $n = 2$)
	Lungimea manivelei L, mm	$L = L_c + l_0$ l_0 - lungimea suplimentară pentru prinderea cu mâna a manivelei $l_0 = 50$ mm - pentru $n = 1$ $l_0 = 100$ mm - pentru $n = 2$
3	CALCULUL PRELUNGITORULUI	
	Lungimea prelungitorului L_p, mm	• Dacă $L \le 200...300$ mm, mecanismul de acţionare se realizează din manivela propriu-zisă, cu lungimea $L_m = L$ • Dacă $L > 200...300$ mm, $L_m = (0,3...0,4)L$, iar lungimea prelungitorului $L_p = L - L_m + l$ l - lungimea de ghidare a prelungitorului $l = 50...80$ mm
	Diametrul prelungitorului d_{pe}, mm	• Pentru prelungitor executat din bară $d_{pe} = \sqrt[3]{\frac{32\,K\,n F_m (L_p - l_0 - l)}{\pi \sigma_{ai}}}$ Se adoptă prelungitor sub formă de bară (v. Anexa 21) • Pentru prelungitor executat din ţeavă $d_{pe} = \sqrt[3]{\frac{32\,K\,n F_m (L_p - l_0 - l)}{\pi \left[1 - \left(\frac{d_{pi}}{d_{pe}}\right)^4\right] \sigma_{ai}}}$

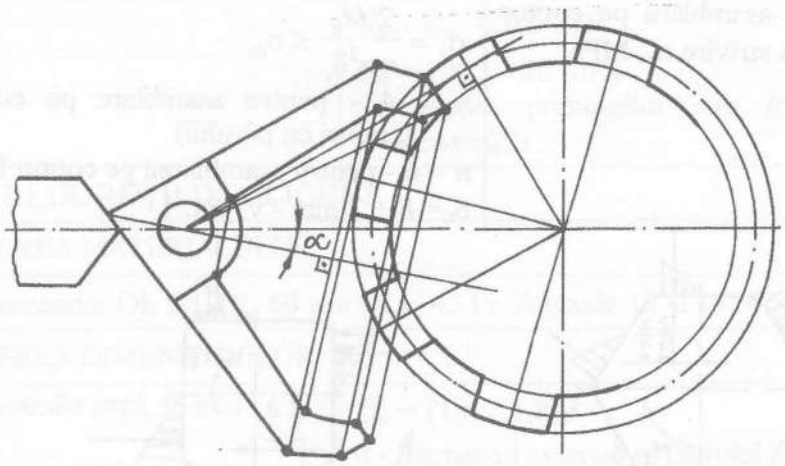
Tabelul 5.5 (continuare)

0	1	2
		$d_{pi} / d_{pe} = 0{,}8...0{,}9$ $\sigma_{ai} = 100...120$ MPa Se adoptă prelungitor sub formă de ţeavă (v. Anexa 22)
4	CALCULUL ROŢII DE CLICHET	
4.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 50, OL 60 sau OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	
4.2	ALEGEREA DIMENSIUNILOR	
	Dimensiunile roţii, în mm 	$D_m = (1{,}6...1{,}8)d$ d - diametrul exterior al filetului şurubului pe care se montează roata de clichet $z = 8{,}10$ sau 12 - numărul de dinţi $b \le \frac{\pi D_m}{2z}$ $h = (0{,}6...0{,}8)b$ $D_i = D_m - h$ $D_e = D_m + h$ $a \le 0{,}7d$ - pentru conturul pătrat $a \le 0{,}5d$ - (1...2) mm - pentru conturul hexagonal
4.3	VERIFICAREA ROŢII DE CLICHET LA SOLICITĂRI	
	Verificarea dintelui la încovoiere σ_i, MPa	$\sigma_i = \frac{3F_1 h}{b^2 \delta} \le \sigma_{ai}$ $F_1 = \frac{2M_{it}}{D_m}$ M_{it} - v. pct. 2 $\delta = 6...10$ mm - grosimea dintelui roţii de clichet $\sigma_{ai} = 100...120$ MPa
	Verificarea dintelui la forfecare τ_f, MPa	$\tau_f = \frac{F_1}{b\delta} \le \tau_{af}$ $\tau_{af} = 80...100$ MPa
	Verificarea suprafeţei de contact a dintelui la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \frac{F_1}{\delta h} \le \sigma_{as}$ $\sigma_{as} = 100...120$ MPa

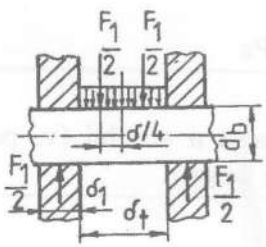
Tabelul 5.5 (continuare)

0	1	2
	Verificarea asamblării pe contur poligonal la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \frac{2M_{it}}{na^2\delta_t} \le \sigma_{as}$ n = 4 - pentru asamblare pe contur pătrat (cricuri cu pârghii) n = 6 - pentru asamblarea pe contur hexagonal $\delta_t = \delta + 2$ mm - v. pct. 1
		
5	CALCULUL CLICHETULUI	
5.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 60, OLC 45, OLC 60 (v. Anexele 13 şi 14)	
5.2	ALEGEREA DIMENSIUNILOR	
	Dimensiunilor clichetului, în mm 	

Tabelul 5.5 (continuare)

0	1	2
		$l_1 = (0{,}85\ldots1{,}0)D_m$ $\gamma = 2\,\text{arctg}\left[\frac{\pi}{4z}\text{tg}\left(\arcsin\frac{D_m}{2l_1}\right)\right]$ sau se măsoară pe desen $\alpha = \gamma + (3^0\ldots5^0)$ z - v. pct. 4.2 $d_b = 6\ldots12$ mm (v. Anexa 46 sau 45) $R = d_b$ $m = (1{,}75\ldots2{,}25)d_b$ δ - v. pct. 4.3 g, e - se măsoară pe desen
5.3	VERIFICAREA CLICHETULUI LA COMPRESIUNE EXCENTRICĂ	
	Tensiunea totală σ_{tot}, MPa	$\sigma_{tot} = \frac{6F_1e}{g^2\delta} + \frac{F_1}{g\delta} \le \sigma_{ai}$ $\sigma_{ai} = 100\ldots120$ MPa
6	CALCULUL MANIVELEI PROPRIU-ZISĂ	
6.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OT 45, OT 50, OL 42, OL 50 (v. Anexele 15 şi 13)	
6.2	ALEGEREA DIMENSIUNILOR	
	Dimensiunile manivelei propriu-zisă, în mm	$\delta_1 = (0{,}5\ldots0{,}6)\delta$ δ - v. pct. 4.3 $D = d_{pe} + (6\ldots10)$ mm $b_1 \approx D$

Tabelul 5.5 (continuare)

0	1	2
6.3	VERIFICAREA MANIVELEI LA SOLICITĂRI	
	Tensiunea de încovoiere din secţiunea C - C, σ_i, MPa	$\sigma_i = \dfrac{KnF_m(L_c - L_m + l)}{\dfrac{\pi}{32D}(D^4 - d_{pe}^4)} \le \sigma_{ai}$ σ_{ai} = 100...120 MPa
	Tensiunea de încovoiere din secţiunea B - B, σ_i, MPa	$\sigma_i = \dfrac{KnF_m(L_c - l_1)}{\dfrac{2(b_1 - d_b)^2 \delta_1}{6}} \le \sigma_{ai}$ σ_{ai} = 100...120 MPa
7	CALCULUL BOLŢULUI CLICHETULUI	
7.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 50, OL 60, OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	
7.2	VERIFICAREA BOLŢULUI LA SOLICITĂRI	
	Verificarea bolţului la forfecare τ_f, MPa  	$\tau_f = \dfrac{F_1}{2\dfrac{\pi d_b^2}{4}} \le \tau_{af}$ d_b - v. pct. 5.2 τ_{af} = 60...80 MPa
	Verificarea bolţului la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \dfrac{F_1}{d_b \delta_t} \le \sigma_{as}$ δ_t - v. pct. 4.3 σ_{as} = 60...80 MPa
	Verificarea bolţului la încovoiere σ_i, MPa	$\sigma_i = \dfrac{8F_1\left(\dfrac{\delta_t}{2} + \delta_1\right)}{\pi d_b^3} \le \sigma_{ai}$ δ_1 - v. pct. 6.2 σ_{ai} = 100...120 MPa

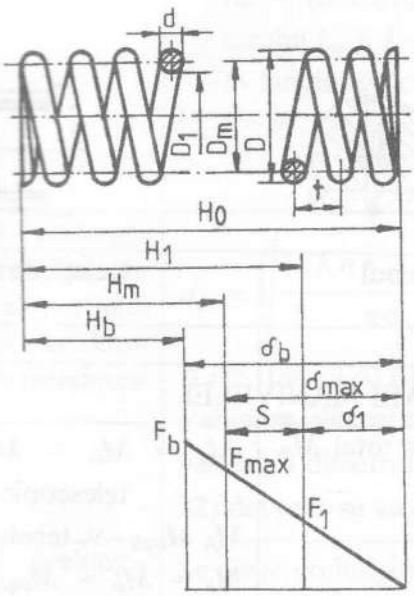
Tabelul 5.5 (continuare)

0	1	2
8	CALCULUL ARCULUI CILINDRIC ELICOIDAL DE COMPRESIUNE CARE MENŢINE CLICHETUL ORIZONTAL ÎN CONTACT CU DINTELE ROŢII DE CLICHET	
	Indicele arcului i	$i = \frac{D_m}{d}$ (se recomandă $i = 8...10$)
	Coeficientul de formă K	$K = 1{,}2$ - pentru $i = 8$ $K = 1{,}17$ - pentru $i = 9$ $K = 1{,}16$ - pentru $i = 10$
	Diametrul spirei d, mm	Se recomandă $d = 0{,}8...1{,}5$ mm ($d = 0{,}8$; 1; 1,2; 1,4; 1,5)
	Diametrul mediu de înfăşurare D_m, mm	$D_m = i\,d$
	Forţa de montaj F_1, N	$F_1 = 4...6$ N
	Numărul de spire active n	$n = 4...6$
	Numărul total de spire	$n_t = n + n_c$ $n_c = 1{,}5$ - numărul spirelor de capăt
	Săgeata de montaj δ_1, mm	$\delta_1 = \frac{8F_1D_m^3}{Gd^4}n$ $G = 8{,}5 \cdot 10^4$ MPa
	Săgeata maximă δ_{max}, mm	$\delta_{max} = \delta_1 + s$ s - cursa de lucru a arcului (v. pct. 5.2 - se măsoară pe desen)
	Forţa maximă de exploatare F_{max}, N	$F_{max} = F_1 \frac{\delta_{max}}{\delta_1}$
	Tensiunea de torsiune τ_t, MPa	$\tau_t = \frac{8KF_{max}D_m}{\pi d^3} \le \tau_{at}$ $\tau_{at} = 650$ MPa - pentru OLC 65A
	Rigiditatea arcului c, MPa	$c = \frac{Gd^4}{8nD_m^3}$
	Lungimea arcului blocat H_b, mm	$H_b = n_t d$
	Pasul arcului solicitat t, mm	$t = d + \frac{\delta_{max}}{n} + \Delta$ $\Delta \ge 0{,}1d$ - jocul dintre spire a arcului solicitat de F_{max}

Tabelul 5.5 (continuare)

0	1	2
	Lungimea arcului nesolicitat H_0, mm	$H_0 = H_b + n\,(t - d)$
	Lungimea arcului corespunzătoare forței de montaj H_1, mm	$H_1 = H_0 - \delta_1$
	Lungimea arcului corespunzătoare forței maxime de exploatare H_m, mm	$H_m = H_0 - \delta_{max}$
	Forța corespunzătoare arcului blocat (spiră pe spiră) F_b, N	$F_b = F_{max}\dfrac{\delta_b}{\delta_{max}}$ $\delta_b = \delta_{max} + \Delta n$
	Diametrul exterior D, mm	$D = D_m + d$
	Diametrul interior D_1, mm	$D_1 = D_m - d$
	Unghiul de înclinare al spirei arcului nesolicitat α_0, grade	$\alpha_0 = \text{arctg}\dfrac{t}{\pi D_m}$
	Lungimea semifabricatului l_s, mm	$l_s = \dfrac{\pi D_m n_t}{\cos\alpha_0}$

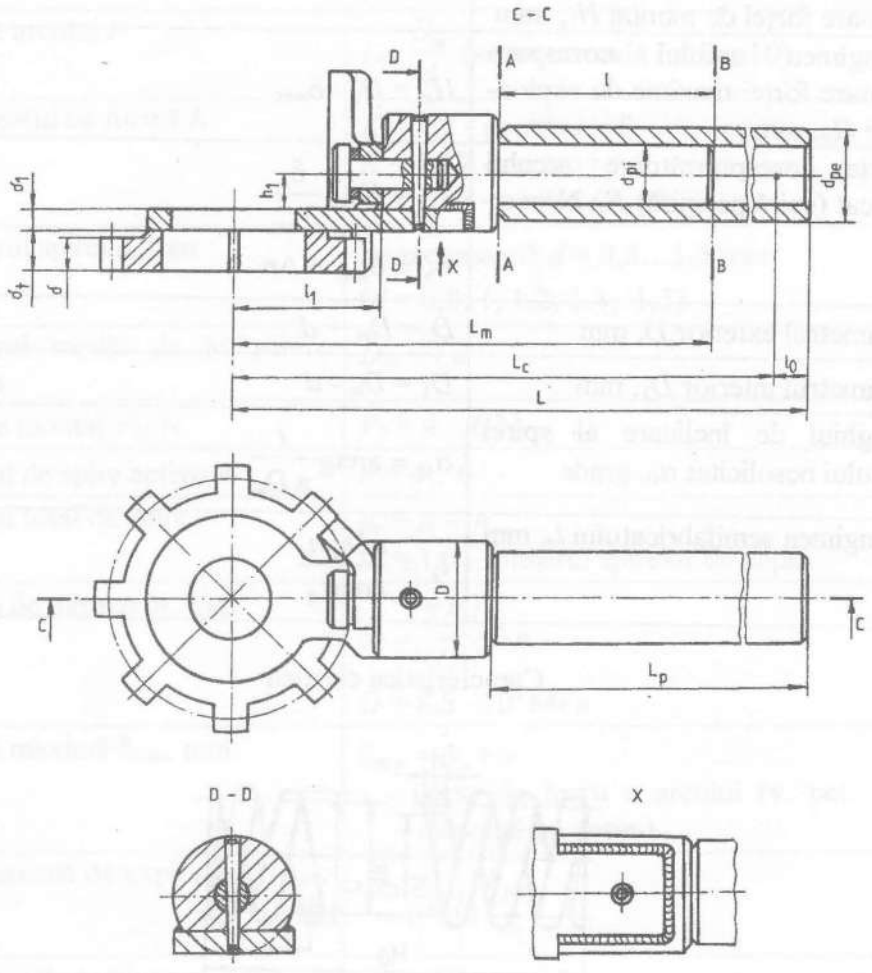
Caracteristica elastică



Tabelul 5.6

Metodologia de proiectare a mecanismului de acţionare cu clichet vertical

1. SCHIŢA MECANISMULUI

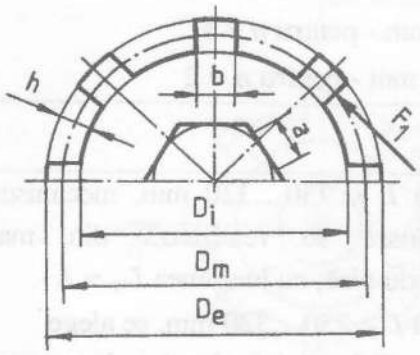


Nr. crt.	Elementul de calcul	Relaţii de calcul. Recomandări
0	1	2
2	CALCULUL LUNGIMII MANIVELEI	
	Momentul încovoietor total M_{it}, Nmm	$M_{it} = M_m = M_f + M_{înşII}$ - pentru cricul telescopic M_f, $M_{înşII}$ - v. tabelul 5.2, pct.2.4, respectiv 3.5 $M_{it} = M_m = M_{înşI} + M_{înşII}$ - pentru cricul cu dublă acţiune $M_{înşI}$, $M_{înşII}$ - v. tabelul 5.2, pct.2.4, respectiv 3.5

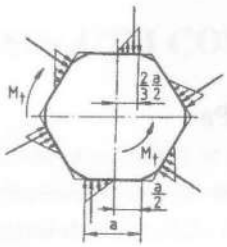
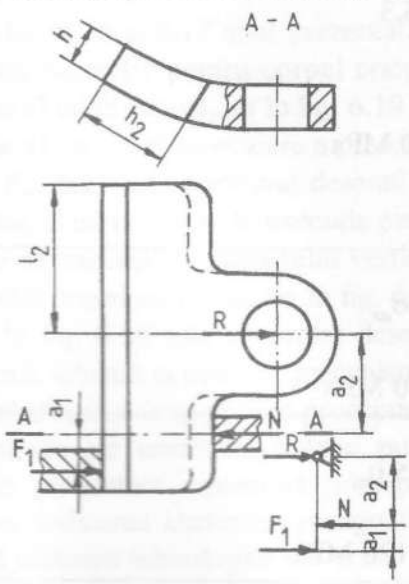
Tabelul 5.6 (continuare)

0	1	2
	Forţa cu care acţionează un muncitor F_m, N	$F_m = 150...350$ N
	Lungimea de calcul a manivelei L_c, mm	$L_c = \dfrac{M_{it}}{K n F_m}$ $n = 1$ sau 2 - numărul de muncitori K - coeficient de nesimultaneitate a acţiunii muncitorilor ($K = 1$ - pentru $n = 1$; $K = 0,8$ - pentru $n = 2$)
	Lungimea manivelei L, mm	$L = L_c + l_0$ l_0 - lungimea suplimentară pentru prinderea cu mâna a manivelei $l_0 = 50$ mm - pentru $n = 1$ $l_0 = 100$ mm - pentru $n = 2$
3	CALCULUL PRELUNGITORULUI	
	Lungimea prelungitorului L_p, mm	• Dacă $L \leq 250...320$ mm, mecanismul de acţionare se realizează din manivela propriu-zisă, cu lungimea $L_m = L$ • Dacă $L > 250...320$ mm, se alege $L_m = (0,3...0,4)L$, iar lungimea prelungitorului $L_p = L - L_m + l$ l - lungimea de ghidare a prelungitorului $l = 50...80$ mm
	Diametrul interior al prelungitorului (egal cu diametrul porţiunii de ghidare, respectiv al porţiunii de prindere cu mâna în lipsa prelungitorului) d_{pi}, mm (secţiunea A-A)	$d_{pi} = \sqrt[3]{\dfrac{32 K n F_m (L_p - l_0)}{\pi \sigma_{ai}}}$ $\sigma_{ai} = 100...120$ MPa Valoarea diametrului d_{pi} se rotunjeşte la o valoare a dimetrului interior al ţevii (v. Anexa 22) din care se va executa prelungitorul
	Diametrul exterior al prelungitorului d_{pe}, mm	Se alege prelungitor sub formă de ţeavă, având diametrul interior d_{pi} şi cel exterior d_{pe} (v. Anexa 22)

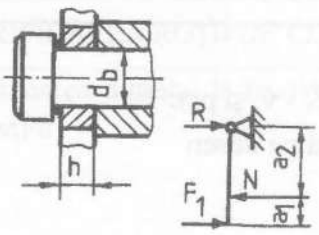
Tabelul 5.6 (continuare)

0	1	2
	Verificarea prelungitorului la solicitarea de încovoiere σ_i, MPa (secţiunea B-B)	$\sigma_i = \dfrac{32KnF_m\left(L_p - l_0 - l\right)d_{pe}}{\pi\left(d_{pe}^4 - d_{pi}^4\right)} \le \sigma_{ai}$ σ_{ai} = 100...120 MPa
4	CALCULUL ROŢII DE CLICHET	
4.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 50, OL 60 sau OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	
4.2	ALEGEREA DIMENSIUNILOR	
	Dimensiunile roţii, în mm  	D_m = (1,6...1,8)d d - diametrul exterior al filetului şurubului pe care se montează roata de clichet z = 8 sau 10 - numărul de dinţi ai roţii $b \le \dfrac{\pi D_m}{2z}$ h = (0,6...0,8)b $D_i = D_m - h$ $D_e = D_m + h$ $a \le 0{,}5d$ - (1...2) mm
4.3	VERIFICAREA ROŢII DE CLICHET LA SOLICITĂRI	
	Verificarea dintelui la încovoiere σ_i, MPa	$\sigma_i = \dfrac{3F_1 h}{b^2\delta} \le \sigma_{ai}$ $F_1 = \dfrac{2M_{it}}{D_m}$ M_{it} - v. pct. 2 δ = 8...10 mm - grosimea dintelui roţii de clichet σ_{ai} = 100...120 MPa
	Verificarea dintelui la forfecare τ_f, MPa	$\tau_f = \dfrac{F_1}{b\delta} \le \tau_{af}$ τ_{af} = 80...100 MPa
	Verificarea suprafeţei de contact a dintelui la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \dfrac{F}{\delta h} \le \sigma_{as}$ σ_{as} = 100...120 MPa

Tabelul 5.6 (continuare)

0	1	2
	Verificarea asamblării pe contur hexagonal la strivire σ_s, MPa 	$\sigma_s = \frac{2\,M_{it}}{a^2\delta_t} \le \sigma_{as}$ $\delta_t = \delta + (1\ldots2)$ mm $\sigma_{as} = 100\ldots120$ MPa
5	CALCULUL CLICHETULUI	
5.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 60, OLC 45, OLC 60 (v. Anexele 13 şi 14)	
5.2	ALEGEREA DIMENSIUNILOR	
	Dimensiunile de amplasare a clichetului, în mm (v. pct. 1)	$\delta_1 = (0{,}5\ldots0{,}6)\delta$ δ - v. pct. 4.3 $l_1 = \frac{D_e}{2} + h + (2\ldots4)$ mm D_e, h - v. pct. 4.2 $D = d_{pe} + (4\ldots6)$ mm sau $D = d_{pi} + (4\ldots6)$ mm $h_1 = \frac{D}{2} - (0{,}5\ldots1)\delta_1$
	Dimensiunile clichetului, în mm 	h - v. pct. 4.2 $l_2 = h_1 + \delta_1 + \delta_t$ - v. şi pct. 1 h_2 - se măsoară pe desen

Tabelul 5.6 (continuare)

0	1	2
5.3	VERIFICAREA CLICHETULUI LA ÎNCOVOIERE	
	Tensiunea de încovoiere σ_i, MPa	$\sigma_i = \frac{6F_1a_1}{hh_2^2} \le \sigma_{ai}$ $\sigma_{ai} = 100...120$ MPa $a_1 = \delta_t + \delta_1 - 0{,}5\delta$
6	CALCULUL BOLŢULUI CLICHETULUI	
6.1	ALEGEREA MATERIALULUI	
	Se recomandă: OL 50, OL 60, OLC 45 (v. Anexele 13 şi 14)	
6.2	ALEGEREA DIMENSIUNILOR	
	Se recomandă alegerea unui bolţ cu cap mic, conform Anexei 45, la care se va prelucra o gaură pentru ştiftul de fixare. Se recomandă alegerea bolţurilor cu diametre de 6, 8, 10 sau 12 mm	
6.3	VERIFICAREA BOLŢULUI LA SOLICITĂRI	
	Verificarea bolţului la forfecare τ_f, MPa 	$\tau_f = \frac{4R}{\pi d_b^2} \le \tau_{af}$ $R = F_1\frac{a_1}{a_2}$ a_1 - v. pct. 5.3 $a_2 = h_1 + \frac{\delta_1}{2}$ $\tau_{af} = 60...80$ MPa
	Verificarea bolţului la strivire σ_s, MPa	$\sigma_s = \frac{R}{d_b h} \le \sigma_{as}$ $\sigma_{as} = 60...80$ MPa
	Verificarea bolţului la încovoiere σ_i, MPa	$\sigma_i = \frac{16Rh}{\pi d_b^3} \le \sigma_{ai}$ $\sigma_{ai} = 100...120$ MPa

6. SOLUȚII CONSTRUCTIVE

Desenele, de ansamblu și de execuție, sunt parte integrantă a unui proiect. Prin aceste desene se definitivează forma contructivă a întregului ansamblu și a fiecărui detaliu în parte, ținându-se seama de calculele de rezistență efectuate, prezentate în memoriul de calcul, și de posibilitățile tehnologice de execuție a pieselor componente.

Soluțiile constructive prezentate în acest capitol se referă la mecanismele șurub-piuliță de la cricurile și presele cu șurub.

În prima parte sunt prezentate desenele de ansamblu ale mecanismelor șurub-piuliță pentru care au fost întocmite metodologii de proiectare: cricul simplu - fig. 6.1; cricul cu piuliță rotitoare - fig. 6.2; cricul telescopic - fig. 6.3; cricul cu dublă acțiune - fig. 6.4; cricul cu pârghii cu o piuliță - fig. 6.5; cricul cu pârghii cu două piulițe - fig. 6.6; presa cu șurub cu două coloane - fig. 6.7.

În partea a doua sunt prezentate desene de execuție pentru principalele piese componente ale mecanismelor șurub-piuliță analizate în lucrare.

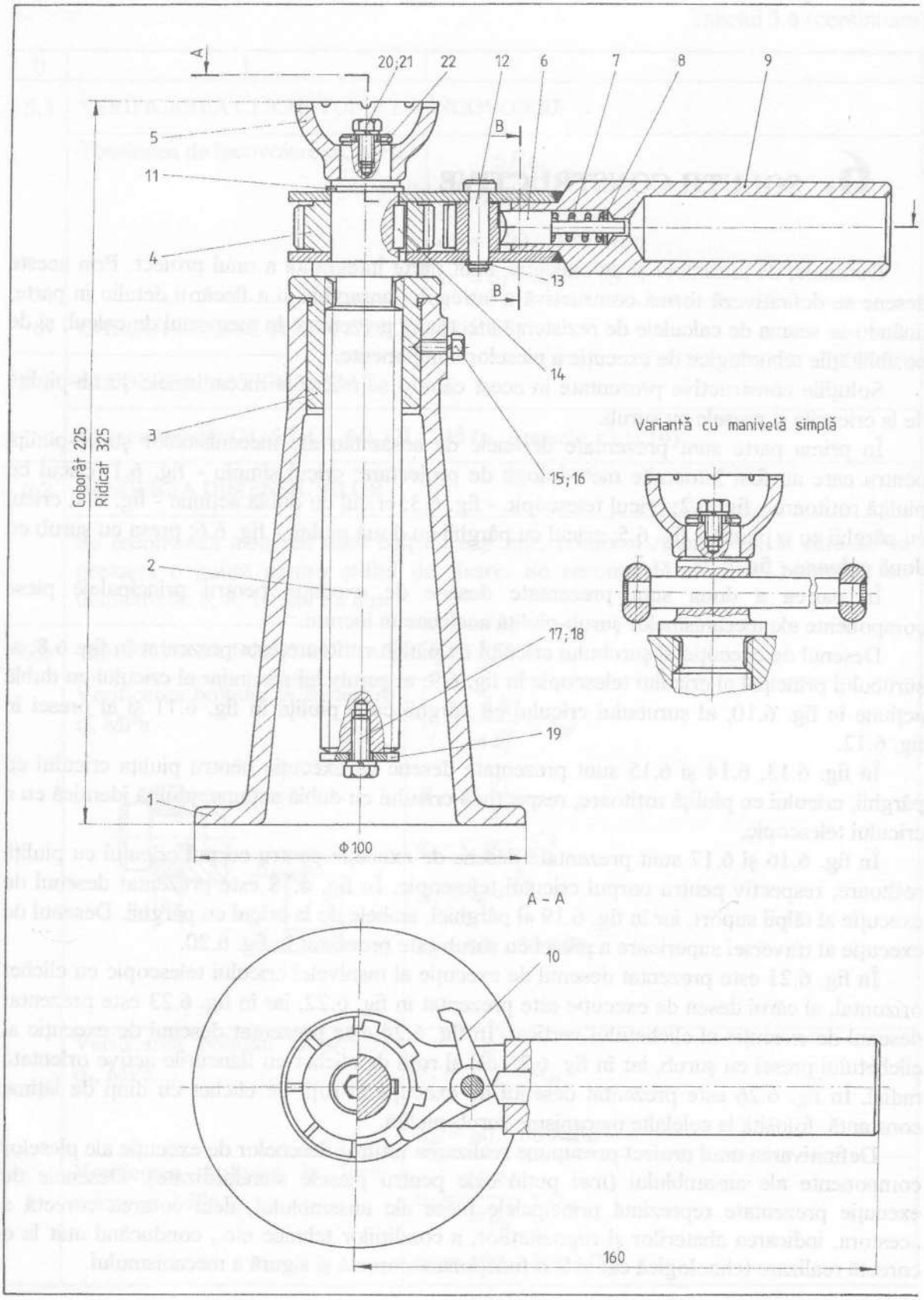
Desenul de execuție al șurubului cricului cu piuliță rotitoare este prezentat în fig. 6.8, al șurubului principal al cricului telescopic în fig. 6.9, al șurubului secundar al cricului cu dublă acțiune în fig. 6.10, al șurubului cricului cu pârghii cu o piuliță în fig. 6.11 și al presei în fig. 6.12.

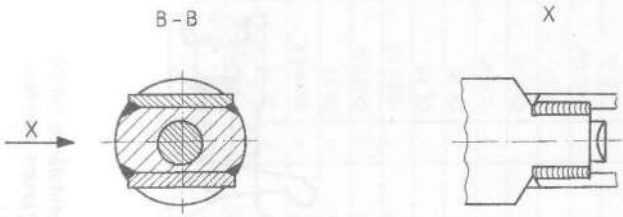
În fig. 6.13, 6.14 și 6.15 sunt prezentate desene de execuție pentru piulița cricului cu pârghii, cricului cu piuliță rotitoare, respectiv a cricului cu dublă acțiune, piuliță identică cu a cricului telescopic.

În fig. 6.16 și 6.17 sunt prezentate desene de execuție pentru corpul cricului cu piuliță rotitoare, respectiv pentru corpul cricului telescopic. În fig. 6.18 este prezentat desenul de execuție al tălpii suport, iar în fig. 6.19 al pârghiei, ambele de la cricul cu pârghii. Desenul de execuție al traversei superioare a presei cu șurub este prezentat în fig. 6.20.

În fig. 6.21 este prezentat desenul de execuție al manivelei cricului telescopic cu clichet orizontal, al cărui desen de execuție este prezentat în fig. 6.22, iar în fig. 6.23 este prezentat desenul de execuție al clichetului vertical. În fig. 6.24 este prezentat desenul de execuție al clichetului presei cu șurub, iar în fig. 6.25 cel al roții de clichet cu flancurile active orientate radial. În fig. 6.26 este prezentat desenul de execuție al roții de clichet cu dinți de lățime constantă, folosită la celelalte mecanisme șurub-piuliță.

Definitivarea unui proiect presupune realizarea tuturor desenelor de execuție ale pieselor componente ale ansamblului (mai puțin cele pentru piesele standardizate). Desenele de execuție prezentate reprezintă principalele piese ale ansamblului, deci cotarea corectă a acestora, indicarea abaterilor și rugozităților, a condițiilor tehnice etc., conducând atât la o corectă realizare tehnologică cât și la o funcționare corectă și sigură a mecanismului.


A
20;21
22
12
6
7
8
9
5
11
B
4
13
B
14
3
15;16
Coborât 225
Ridicat 325
2
17;18
19
1
Φ100
A - A
10
160
Variantă cu manivelă simplă



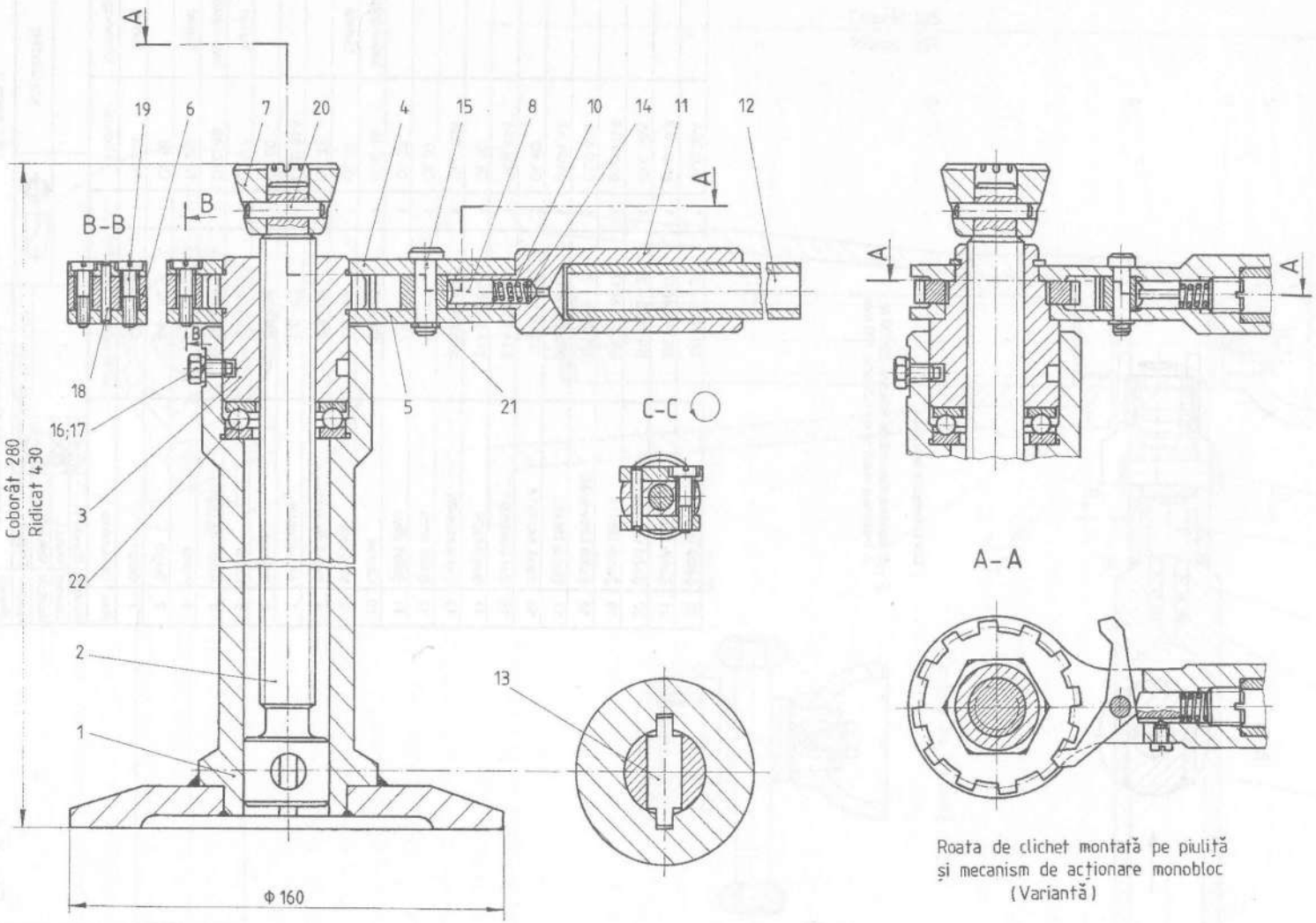
Caracteristici tehnice

1. Sarcina maximă de ridicare: 20000 N
2. Înălțimea maximă de ridicare: 100 mm

Poz.	Denumirea	Număr de desen sau STAS	Buc.	Material	Observații	Masa Kg/buc
22	Șaibă Grower N5	SR 7666 – 2	1	OLC 55A		
21	Șurub M5x10	SR ISO 4017	1	grupa 8.8		
20	Șaibă Grower N6	SR 7666 – 2	1	OLC 55A		
19	Șurub M8x14	SR ISO 4017	1	grupa 6.8		
18	Șaibă Grower N5	SR 7666 – 2	1	OLC 55A		
17	Șurub M6x20	SR ISO 4017	1	grupa 6.8		
16	Pană A4x4x14	STAS 1004	1	OL 60		
15	Inel elastic 6	STAS 5848/2	1	OLC 55A		
14	Bolț A6x25	STAS 5754/1	1	OL 50		
13	Inel elastic 20	STAS 5848/2	1	OLC 55A		
12	Șaibă plată	CS - 12	1	OL 37		
11	Șaibă plată	CS – 11	1	OL 37		
10	Clichet	CS - 10	1	OLC 45	Îmbunătățit	
9	Manivelă	CS - 09	1	OL 37	Sudată	
8	Șaibă de sprijin	CS - 08	1	OL 37		
7	Arc elicoidal	CS - 07	1	OLC 55A		
6	Indexor	CS - 06	1	OL 60		
5	Cupă	CS - 05	1	OT 40	Turnat	
4	Roată de clichet	CS - 04	1	OLC 45	Îmbunătățit	
3	Piuliță	CS - 03	1	Fc 200	Turnat	
2	Șurub	CS - 02	1	OL 50		
1	Corp	CS - 01	1	Fc 200	Turnat	

Proiectat	Oprean D.	1:1			U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.				
Verificat	Velicu D.			A2 (420x594)	
Aprobat	Chișu E.	Data: 15.09.1999			
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R		CRIC SIMPLU CS - 00		

Fig. 6.1



Roata de clichet montată pe piuliță și mecanism de acționare monobloc (Variantă)

Caracteristici tehnice

1. Sarcina maximă de ridicare: 20000 N
2. Înălțimea maximă de ridicare: 150 mm

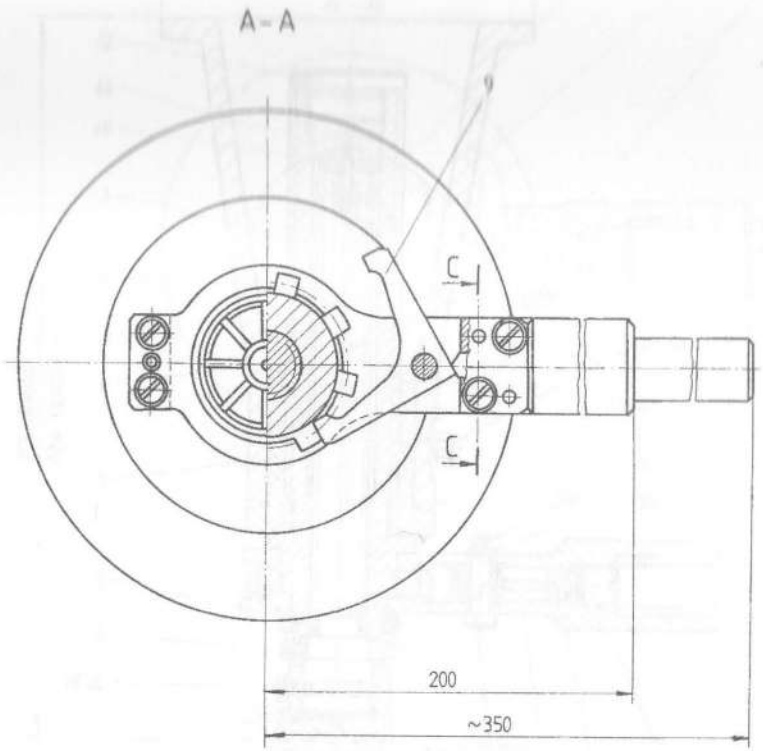
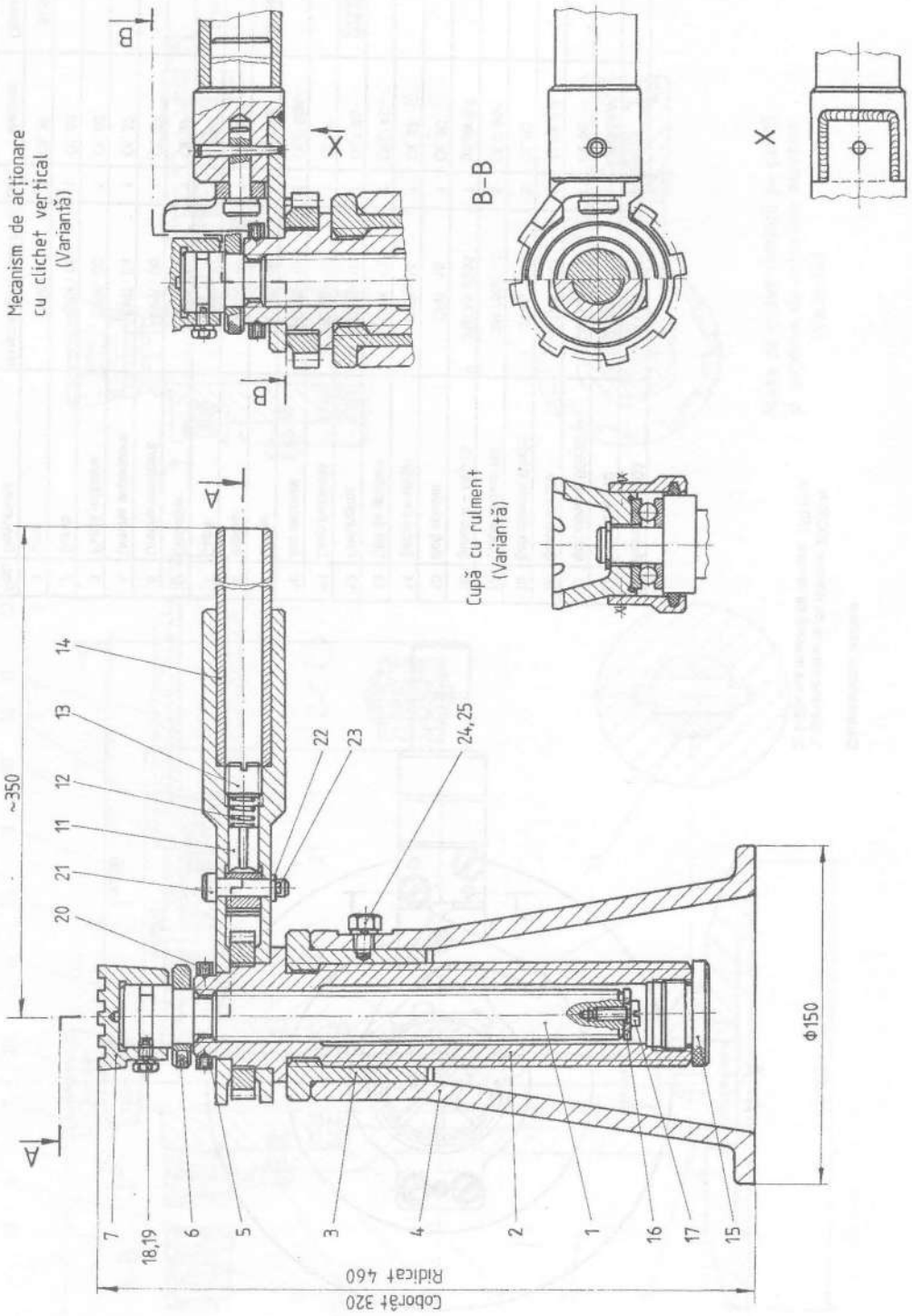
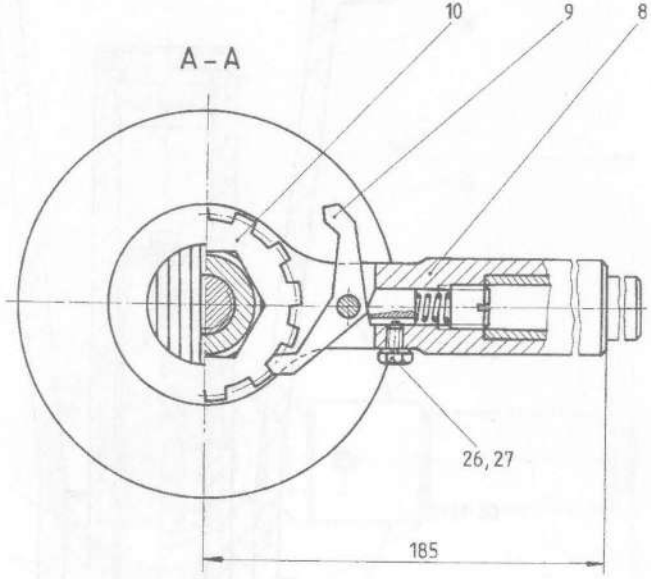


Fig. 6.2

Poz.	Denumirea	Număr de desen sau STAS	Buc.	Material	Observații	Masa kg/buc
22	Rulment 51205	STAS 3921	1			
21	Inel elastic 10	STAS 5848/2	1	OLC 55A		
20	Știft cilindric B5x30	STAS 1599	1	OL 60		
19	Șurub M4x20	STAS 7517	4	grupa 6.8		
18	Știft cilindric B3x25	STAS 1599	3	OL 60		
17	Șaibă Grower N8	SR 7666 – 2	1	OLC 55A		
16	Șurub A – M8x15	STAS 5259	1	grupa 6.8		
15	Bolț special	CPR - 15	1	OL 50		
14	Șaibă de sprijin	CPR - 14	1	OL 37		
13	Știft de ghidare	CPR - 13	1	OLC 45		
12	Prelungitor	CPR - 12	1	OLT 35	Țeavă ϕ20×3 STAS 530/1	
11	Corp manivelă	CPR - 11	1	OL 37		
10	Arc elicoidal	CPR - 10	1	OLC 55A		
9	Clichet	CPR - 09	1	OLC 45	Îmbunătățit	
8	Indexor	CPR - 08	1	OL 60		
7	Cupă	CPR - 07	1	OT 40	Turnat	
6	Distanțier	CPR - 06	1	OL 37		
5	Ureche inferioară	CPR - 05	1	OL 37		
4	Ureche superioară	CPR - 04	1	OL 37		
3	Piuliță rotitoare	CPR - 03	1	OL 60		
2	Șurub	CPR - 02	1	OL 50		
1	Corp	CPR - 01	1	OL 37	Sudat	

Proiectat	Oprean D.	1:1		U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.		A2 (420 x 594)	
Verificat	Velicu D.			
Aprobat	Chișu E.	Data: 20.09.1999		
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R	CRIC CU PIULIȚĂ ROTITOARE CPR - 00		


Mecanism de acţionare
cu clichet vertical
(Variantă)
B-B
X
Cupă cu rulment
(Variantă)
~350
Coborât 320
Ridicat 460
Φ150
14
13
12
11
21
20
22
23
24,25
7
18,19
6
5
3
4
2
1
16
17
15



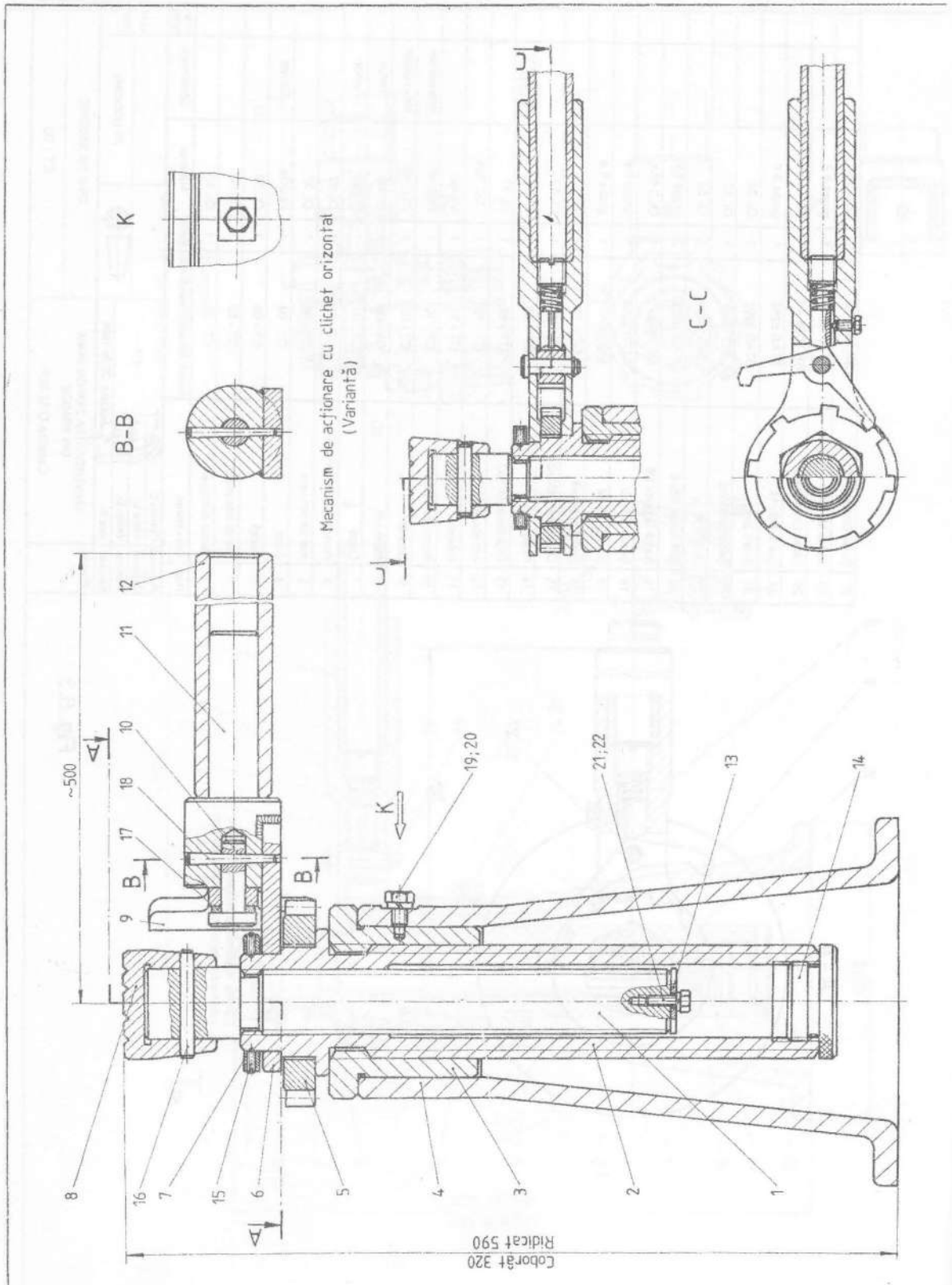
Caracteristici tehnice

1. Sarcina maximă de ridicare: 7000 N
2. Înălțimea maximă de ridicare: 80 mm

Poz.	Denumirea	Număr de desen sau STAS	Buc.	Material	Observații	Masa Kg/buc
27	Șaibă Grower N4	SR 7666 - 2	1	OLC 55A		
26	Șurub M4x10	STAS 5259	1	grupa 6.8		
25	Șaibă Grower N8	SR 7666 – 2	1	OLC 55A		
24	Șurub M8x14	STAS 5259	1	grupa 6.8		
23	Șplint 2x10	STAS 1991	1	OL 34		
22	Șaibă plată A8	SR ISO 4759 - 3	1	OL 37		
21	Bolț 8x35	STAS 5754/1	1	OL 50		
20	Știft filetat M5x8	STAS 10096	2	grupa 6.8		
19	Șaibă Grower N6	SR 7666 - 2	1	OLC 55A		
18	Șurub M6x10	STAS 5259	1	grupa 6.8		
17	Șurub M5x14	STAS 7517	1	grupa 6.8		
16	Șaibă specială	CT – 16	2	OL 37		
15	Dop filetat M33x2	CT – 15	1	OL 37		
14	Prelungitor	CT – 14	1	OLT 35	Țeavă ϕ24x3.5 STAS 530/1	
13	Dop filetat M16x1	CT - 13	1	OL 37		
12	Arc elicoidal	CT - 12	1	OLC 55A		
11	Indexor	CT - 11	1	OL 60		
10	Roată de clichet	CT - 10	1	OLC 45	Îmbunătățit	
9	Clichet	CT - 09	1	OLC 45	Îmbunătățit	
8	Manivelă	CT - 08	1	OT 50	Turnat	
7	Cupă	CT - 07	1	OT 50	Turnat	
6	Rondea de acționare	CT - 06	1	OL 37		
5	Inel de reținere	CT - 05	1	OL 37		
4	Corp	CT - 04	1	Fc 200	Turnat	
3	Piuliță	CT - 03	1	OL 50		
2	Șurub secundar	CT - 02	1	OL 50		
1	Șurub principal	CT - 01	1	OL 50		

Proiectat	Oprean D.				U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.	1:1			
Verificat	Velicu D.			A2 (420x594)	
Aprobat	Jula A.	Data: 20.09.1999			
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV		CRIC TELESCOPIC		
	Catedra O.M.M.R		CT - 00		

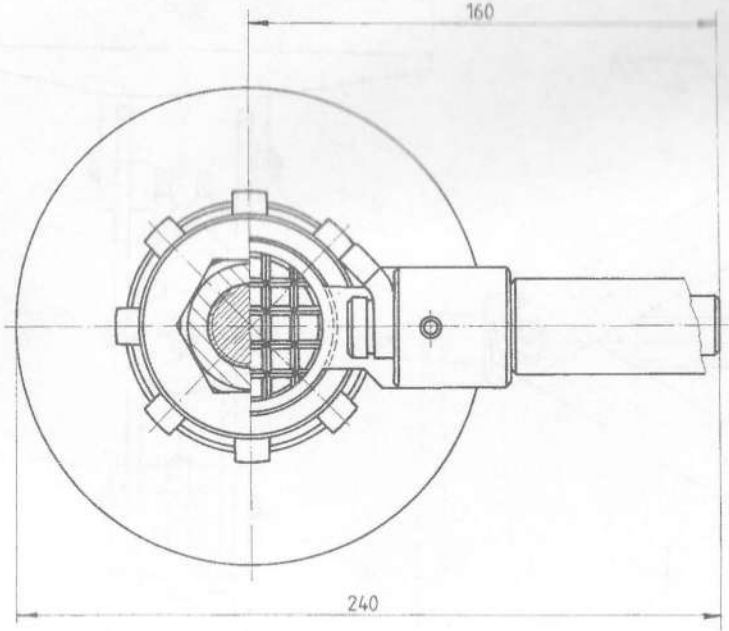
Fig. 6.3


Mecanism de acționare cu clichet orizontal
(Variantă)
K
B-B
C-C
~500
Coborât 320
Ridicat 590
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19;20
21;22

Caracteristici tehnice

1. Sarcina maximă de ridicare: 30000 N
2. Înălțimea maximă de ridicare: 270 mm

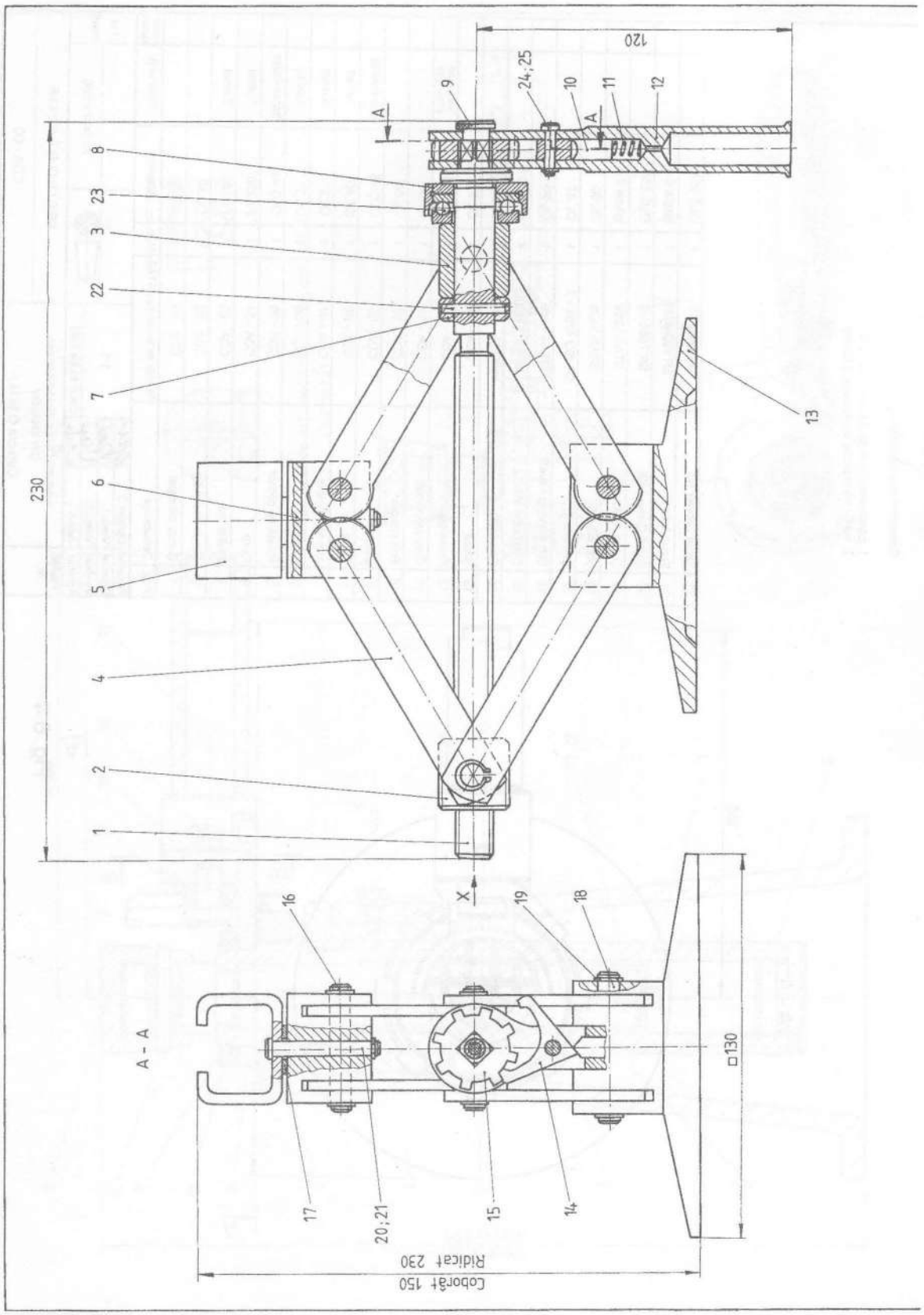
A - A



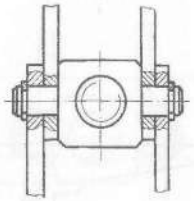
Poz.	Denumirea	Număr de desen sau STAS	Buc.	Material	Observații	Masa kg/buc
22	Șaibă Grower N8	SR 7666 - 2	1	OLC 55A		
21	Șurub M5x15	SR ISO 4017	1	grupa 6.8		
20	Șaibă Grower N8	SR 7666 - 2	1	OLC 55A		
19	Șurub A M8x15	STAS 5259	1	grupa 8.8		
18	Știft B3x35	STAS 3436	1	OL 60		
17	Șaibă A10	SR ISO 4759 - 3	1	OL 37		
16	Știft cilindric A4x45	STAS 1599	1	OL 60		
15	Știft filetat M5x12	STAS 10096	4	grupa 6.8		
14	Dop filetat	CDA - 14	1	OL 37		
13	Șaibă	CDA - 13	1	OL 37		
12	Prelungitor	CDA - 12	1	OLT 35	Țeavă ϕ32x5 STAS 530/1	
11	Corp manivelă	CDA - 11	1	OL 37		
10	Bolț special	CDA - 10	1	OL 60		
9	Clichet	CDA - 09	1	OLC 45	Îmbunătățit	
8	Cupă	CDA - 08	1	OT 40	Turnat	
7	Inel de reținere	CDA - 07	1	OL 37	Brunat	
6	Ureche	CDA - 06	1	OL 37	Sudat	
5	Roată de clichet	CDA - 05	1	OLC 45	Îmbunătățit	
4	Corp	CDA - 04	1	Fc 250	Turnat	
3	Piuliță fixă	CDA - 03	1	Fc 250	Turnat	
2	Șurub secundar	CDA - 02	1	OL 50		
1	Șurub principal	CDA - 01	1	OL 50		

Proiectat	Oprean D.		1:1		U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.			A2 (420 x 594)	
Verificat	Velicu D.				
Aprobat	Jula A.		Data: 15.09.1999		
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R			CRIC CU DUBLĂ ACȚIUNE CDA - 00	

Fig. 6.4


120
24;25
9
10
11
12
A
A
8
23
3
22
7
13
230
6
5
4
2
1
X
16
19
18
A - A
□130
17
20;21
15
14
Coborât 150
Ridicat 230

X



Caracteristici tehnice

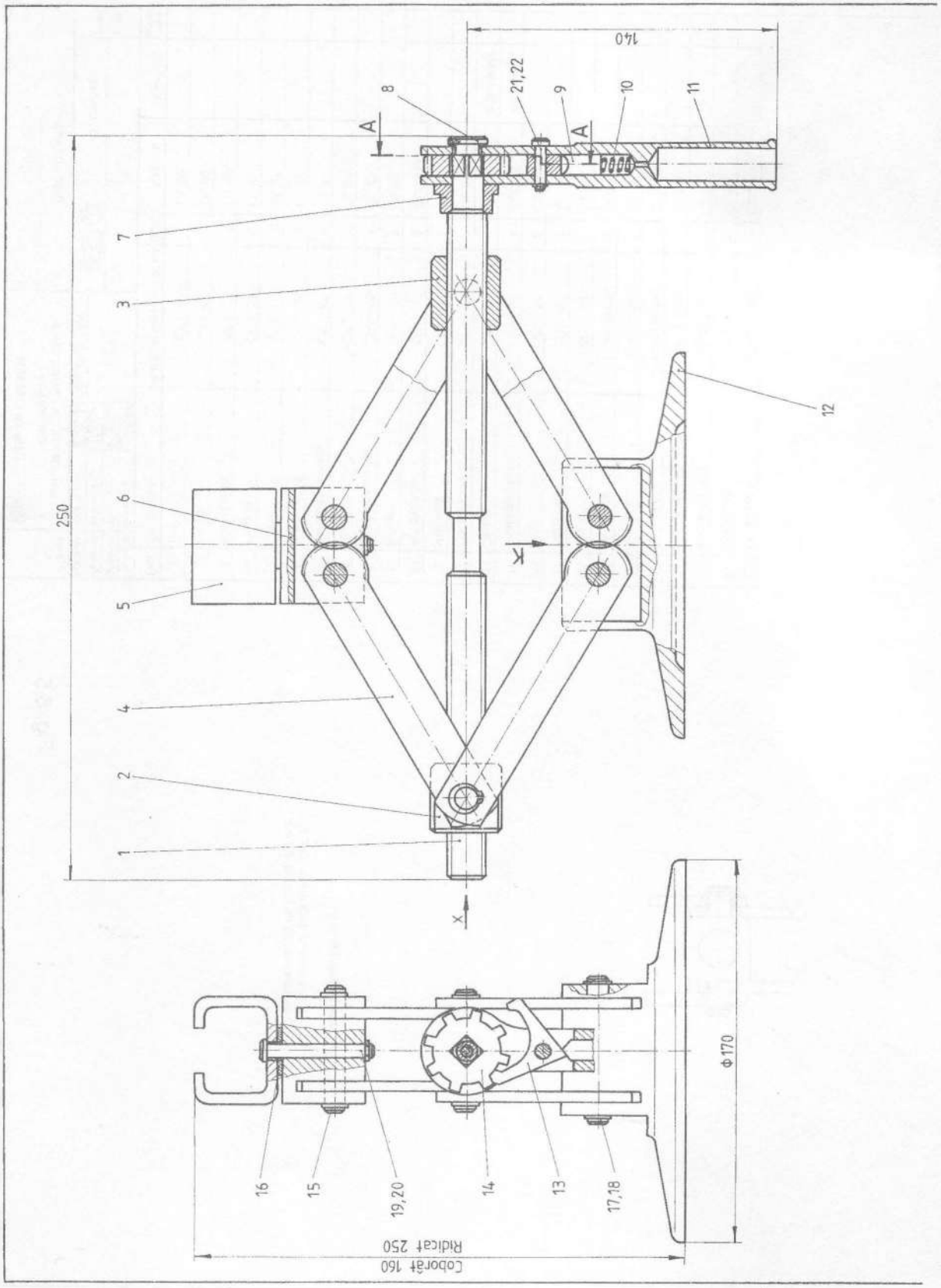
1. Sarcina maximă de ridicare: 7000 N
2. Înălțimea maximă de ridicare: 80 mm

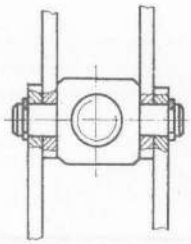
Fig. 6.5

Poz.	Denumirea	Număr de desen sau STAS	Buc.	Material	Observații	Masa Kg/buc
25	Inel elastic 5	STAS 5848/2	1	OLC 55A		
24	Bolț A5x15	STAS 5754/1	1	OL 50		
23	Rulment 51103	STAS 3921	1	---		
22	Știft cilindric A3x20	STAS 1599	1	OL 60		
21	Inel elastic 6	STAS 5848/2	1	OLC 55A		
20	Bolț A6x35	STAS 5754/1	1	OL 50		
19	Inel elastic 10	STAS 5848/2	12	OLC 55A		
18	Bolț II	CP I – 18	2	OL 50		
17	Șaibă plată	CP I – 17	1	OL 37		
16	Bolț I	CP I – 16	2	OL 50		
15	Roată de clichet	CP I – 15	1	OLC 45	Îmbunătățit	
14	Clichet	CP I – 14	1	OLC 45	Îmbunătățit	
13	Placă suport	CP I – 13	1	OL 37		
12	Manivelă	CP I – 12	1	OT 50		
11	Arc elicoidal	CP I – 11	1	OLC 55A		
10	Indexor	CP I – 10	1	OL 60		
9	Șurub special M6	CP I – 09	1	OL 42		
8	Pahar	CP I - 08	1	OL 37		
7	Bucșă de reținere	CP I - 07	1	OL 37		
6	Suport cupă	CP I - 06	1	OL 37		
5	Cupă	CP I - 05	1	OL 37		
4	Pârghie	CP I - 04	1	OL 42		
3	Suport lagăr	CP I - 03	1	OT 50		
2	Piuliță	CP I - 02	1	OL 60		
1	Șurub	CP I - 01	1	OL 50		

Proiectat	Oprean D.	1:1		U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.			
Verificat	Velicu D.		A2 (420x594)	
Aprobat	Jula A.	Data: 20.08.1999		

Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R	CRIC CU PÂRGHII - I CP I - 00


140
21,22
8
9
10
11
A
A
7
3
12
250
6
5
4
2
1
X
X
Φ170
16
15
19,20
14
13
17,18
Coborât 160
Ridicat 250



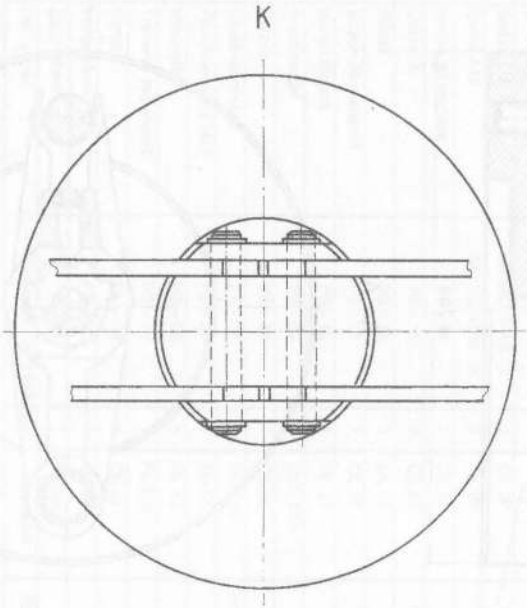


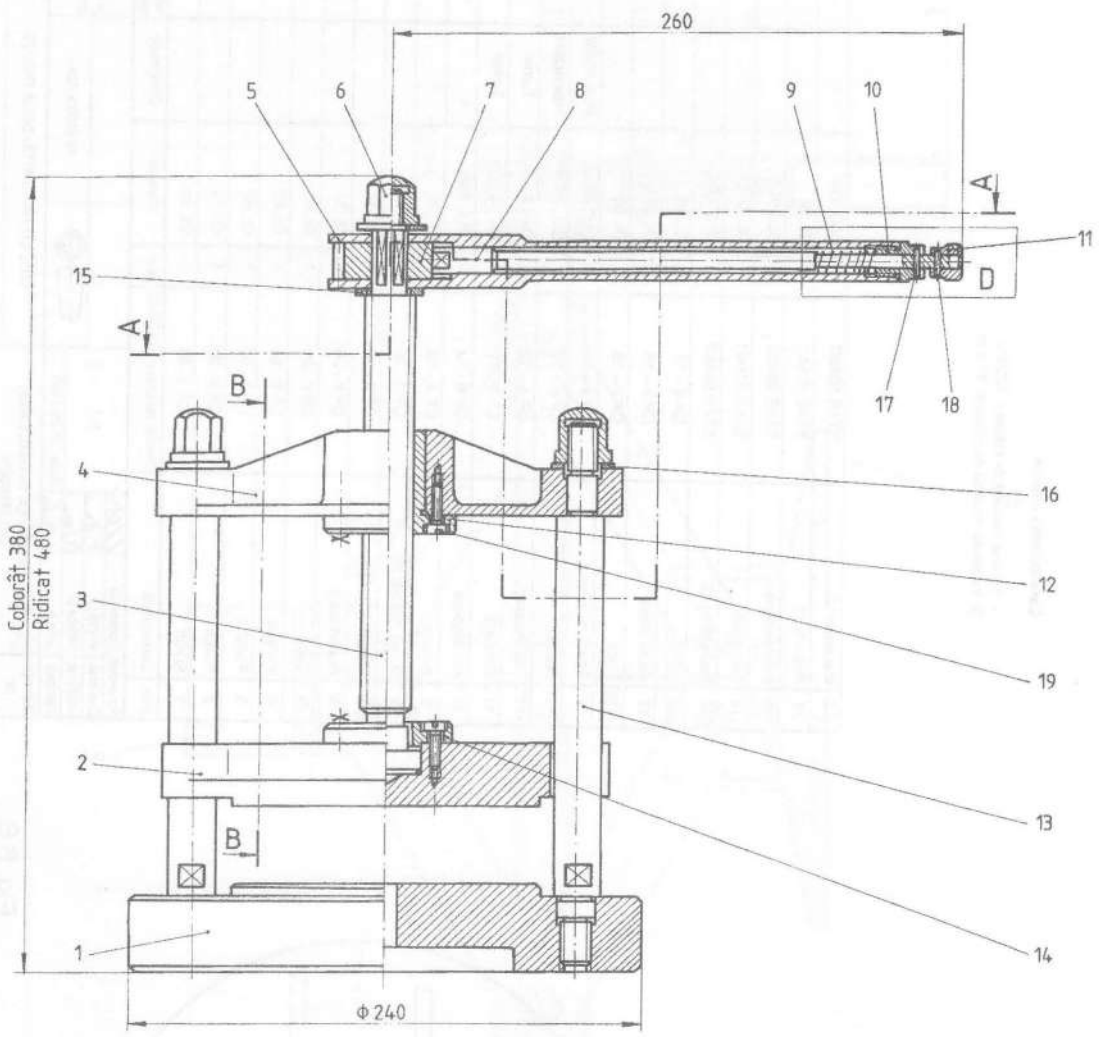
Fig. 6.6

Caracteristici tehnice

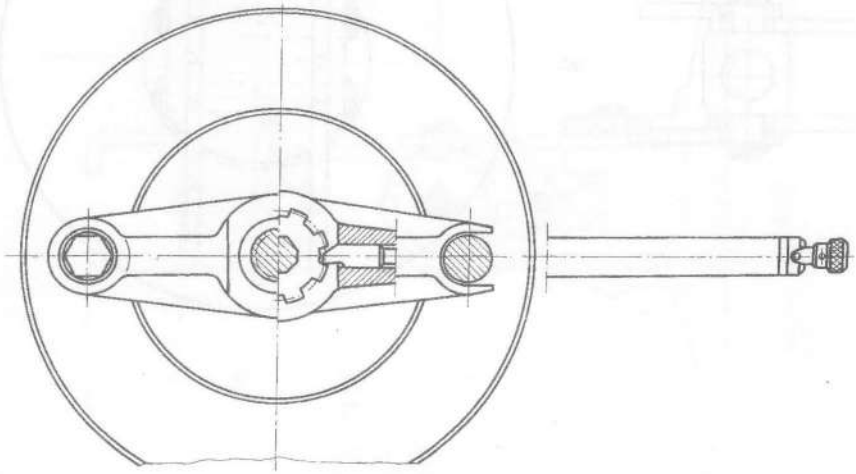
1. Sarcina maximă de ridicare: 7200 N
2. Înălțimea maximă de ridicare: 90 mm

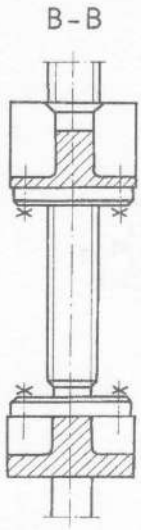
Poz.	Denumirea	Număr de desen sau STAS	Buc.	Material	Observații	Masa Kg/buc
22	Inel elastic 5	STAS 5848/2	1	OLC 55A		
21	Bolț A5x16	STAS 5754/1	1	OL 50		
20	Inel elastic 6	STAS 5848/2	1	OLC 55A		
19	Bolț A6x40	STAS 5754/1	1	OL 50		
18	Inel elastic 12	STAS 5848/2	12	OLC 55A		
17	Bolț II	CP II – 17	2	OL 50		
16	Șaibă plată	CP II – 16	1	OL 37		
15	Bolț I	CP II – 15	2	OL 50		
14	Roată de clichet	CP II – 14	1	OLC 45	Îmbunătățit	
13	Clichet	CP II – 13	1	OLC 45	Îmbunătățit	
12	Talpă suport	CP II – 12	1	OT 50	Turnat	
11	Manivelă	CP II - 11	1	OT 50	Turnat	
10	Arc elicoidal	CP II - 10	1	OLC 55A		
9	Indexor	CP II - 09	1	OL 60		
8	Șurub special M6	CP II - 08	1	OL 37		
7	Bucșă de sprijin	CP II - 07	1	OL 37		
6	Suport cupă	CP II - 06	1	OL 37		
5	Cupă	CP II - 05	1	OL 37		
4	Pârghie	CP II - 04	1	OL 42		
3	Piuliță II	CP II - 03	1	OL 60		
2	Piuliță I	CP II - 02	1	OL 60		
1	Șurub	CP II - 01	1	OL 50		

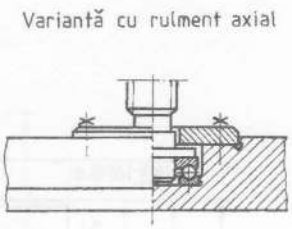
Proiectat	Oprean D.		1:1		U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.			A2 (420 x 594)	
Verificat	Velicu D.				
Aprobat	Jula A.		Data: 10.09.1999		
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R			CRIC CU PÂRGHII CU DOUĂ PIULIȚE CP II - 00	

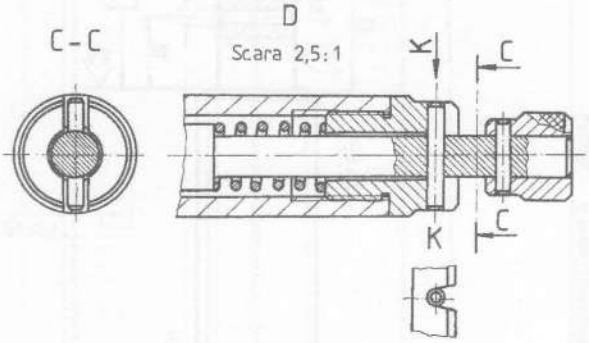

260
5
6
7
8
9
10
11
15
A
B
D
17
18
4
16
12
19
3
2
13
14
1
Coborât 380
Ridicat 480
Φ240

A-A









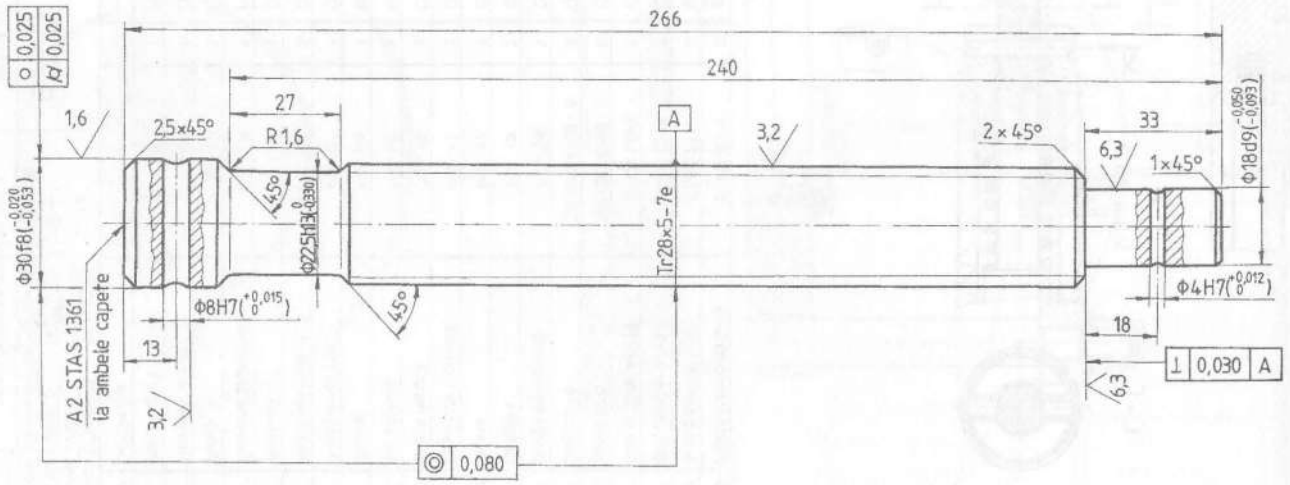
Caracteristici tehnice

1. Sarcina maximă: 15000 N
2. Cursa maximă: 100 mm

Poz.	Denumirea	Număr de desen sau STAS	Buc.	Material	Observații	Masa Kg/buc
20	Piuliță înfundată M16	STAS 4374	2	grupa 8		
19	Șurub M6x16	STAS 7517	8	grupa 6.8		
18	Știft cilindric A3x14	STAS 1599	1	OL 60		
17	Știft cilindric A4x16	STAS 1599	1	OL 60		
16	Șaibă A16	SR ISO 4759 - 3	2	OL 37		
15	Șaibă A18	SR ISO 4759 - 3	2	OL 37		
14	Bucșă de reținere	PS - 14	1	OL 37		
13	Coloană	PS - 13	2	OL 60		
12	Piuliță	PS - 12	1	OL 50		
11	Buşon de manevră	PS - 11	1	OL 37		
10	Bucșă filetată	PS - 10	1	OL 37		
9	Arc elicoidal	PS - 09	1	OLC 55A		
8	Clichet	PS - 08	1	OL 60		
7	Roată de clichet	PS - 07	1	OLC 45	Îmbunătățit	
6	Piuliță specială M16	PS – 06	3	OL 50		
5	Manivelă	PS – 05	1	OL 42		
4	Traversă superioară	PS – 04	1	Fc 200		
3	Șurub	PS – 03	1	OL 42		
2	Traversă mobilă	PS – 02	1	OT 50	Turnat	
1	Placă suport	PS – 01	1	Fc 200	Turnat	

Proiectat	Oprean D.	1:2 (2, 5:1)		U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.			
Verificat	Velicu D.		A2 (420 x 594)	
Aprobat	Moldovean Gh.	Data: 12.03.1999		
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R		PRESĂ CU ȘURUB CU DOUĂ COLOANE PS - 00	

Fig. 6.7

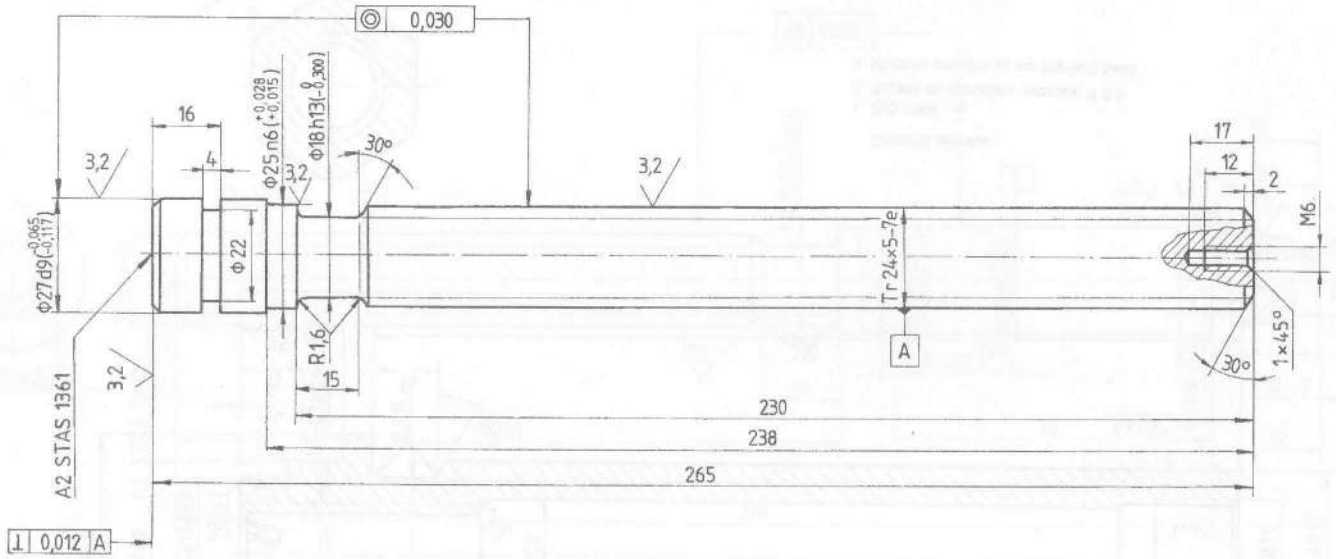


Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Razele de racordare necotate R 0,5
3. Muchiile ascuţite se vor teşi la 0,5x45°
4. Alezajul Φ7 H7 $\left(^{+0,012}_{0}\right)$ se va prelucra împreună cu cupa poz. 12

Proiectat	Oprean D.	1:1	12,5	OL50 STAS 500/2	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.			A3 (297x 420)	
Verificat	Velicu D.				
Aprobat	Chişu E.	Data: 2.09.1999			
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			ŞURUB CPR - 02	

Fig. 6.8

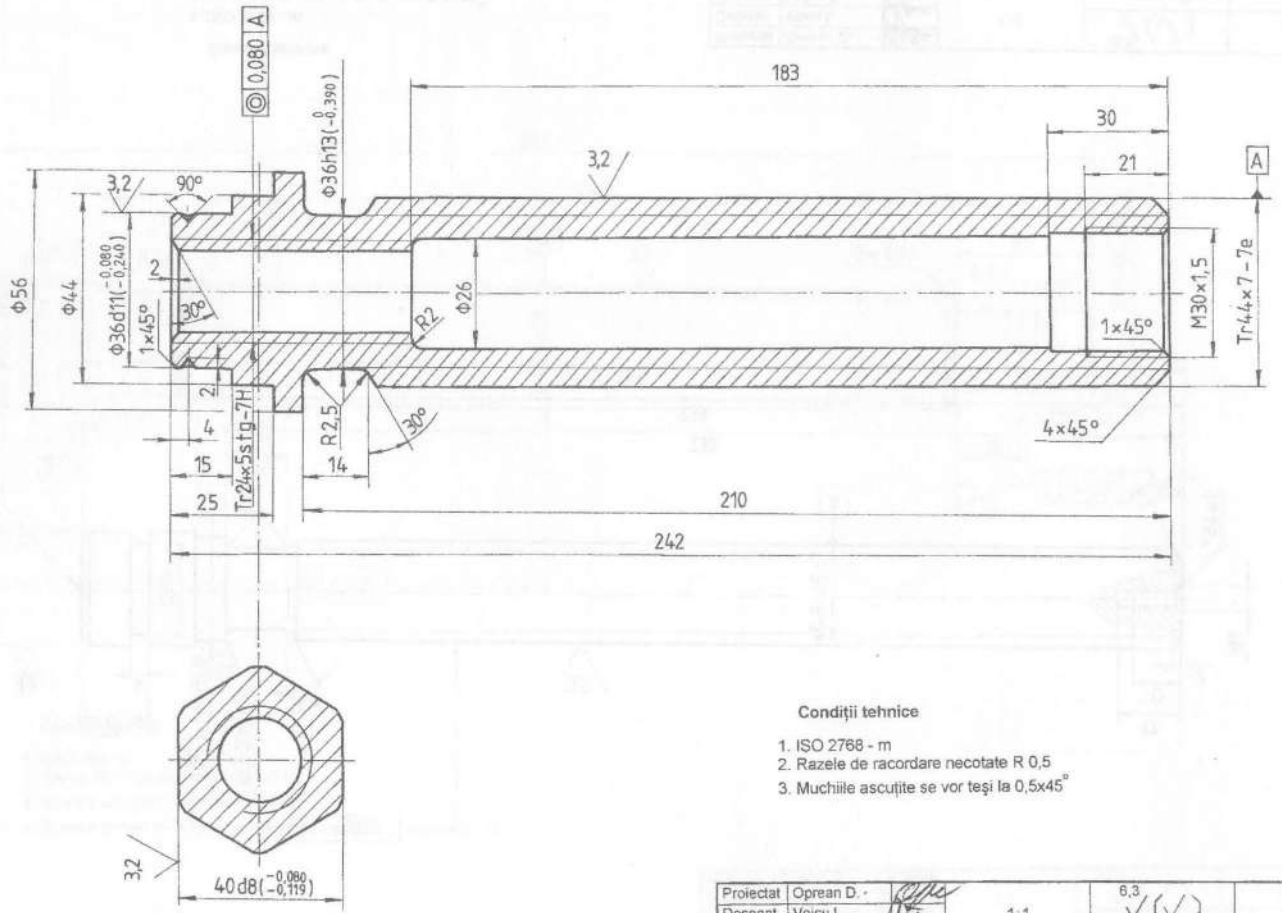


Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Muchiile ascuţite se vor teşi la 0,6x45°

Fig. 6.9

Prolectat	Oprean D.		1:1	OL 50 STAS 500/2	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.				
Verificat	Velicu D.			A3 (297x 420)	
Aprobat	Jula A.		Data: 2.09.1998		
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			ŞURUB PRINCIPAL CT – 01	

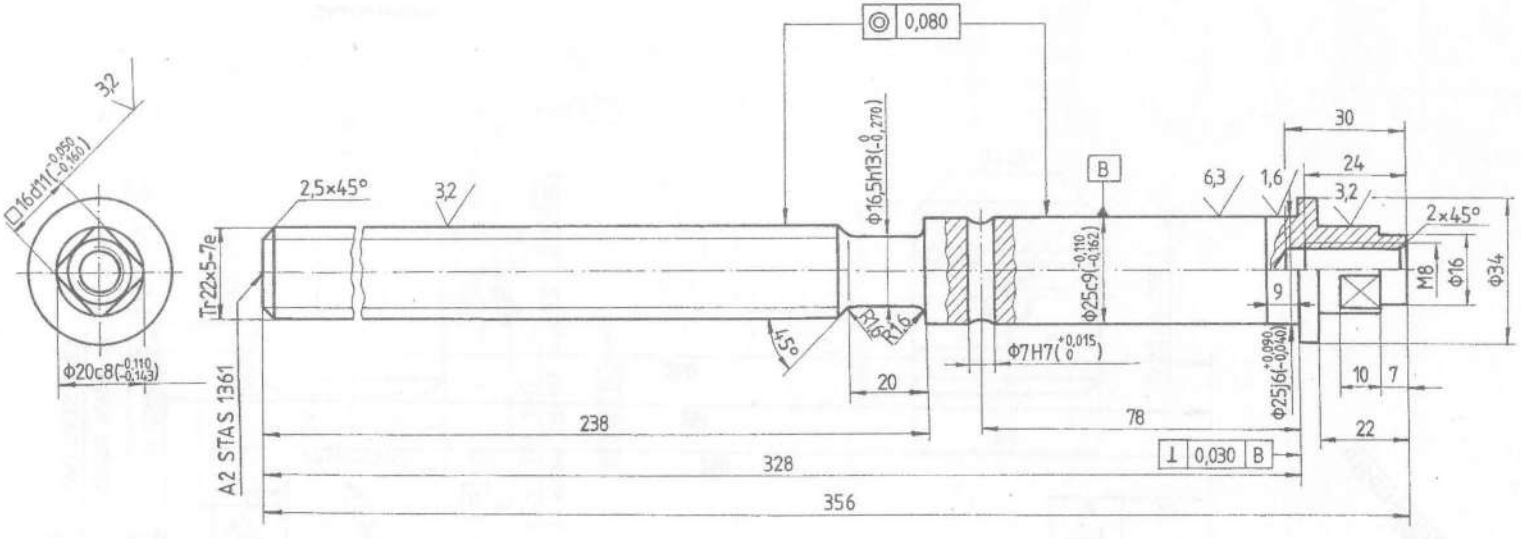


Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Razele de racordare necotate R 0,5
3. Muchiile ascuţite se vor teşi la 0,5x45°

Proiectat	Oprean D. -	1:1	6,3	OL50 STAS 500/2	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.				
Verificat	Velicu D.			A3 (297x 420)	
Aprobat	Jula A.	Data: 12.09.1998			
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R		ŞURUB SECUNDAR CDA - 02		

Fig. 6.10

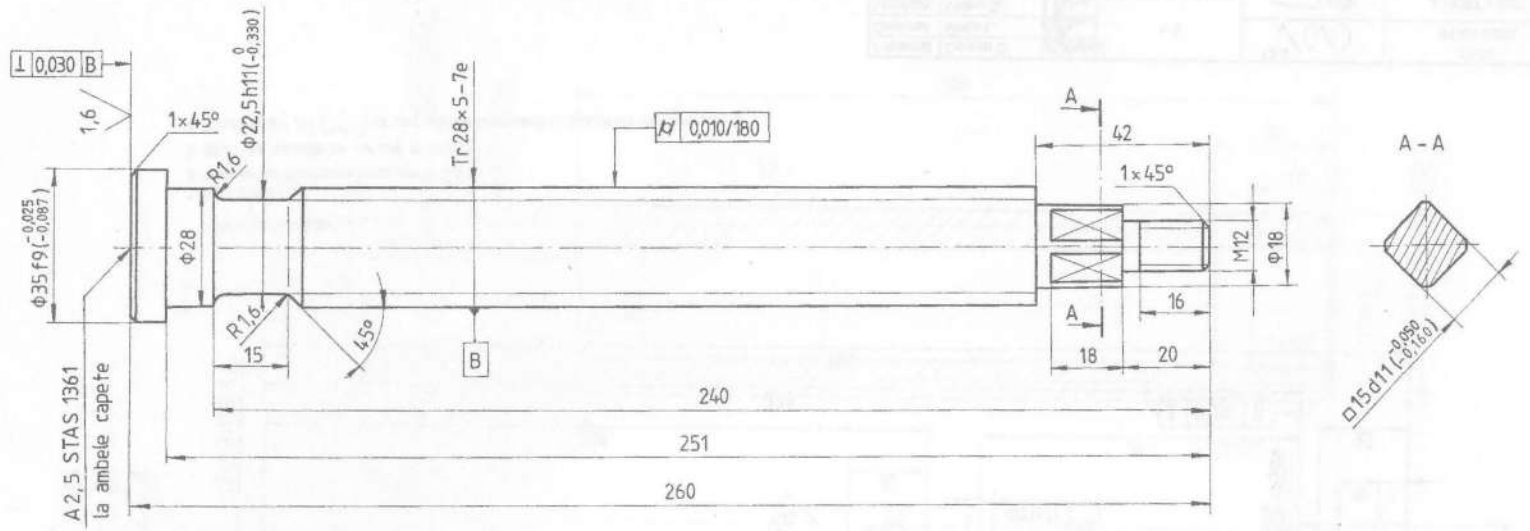


Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Razele de racordare necotate R 0,5
3. Muchiile ascuţite se vor teşi la 0,5x45°
4. Alezajul ϕ7 H7 $\left(^{+0,015}_{0}\right)$ se va prelucra împreună cu bucşa de reţinere poz. 7

Proiectat	Oprean D.		1:1	12,5 √(√)	OL50 STAS 500/2
Desenat	Voicu L.				U.M. (mm)
Verificat	Velicu D.				A3 (297 x 420)
Aprobat	Jula A.		Data: 22.04.1998		
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			ŞURUB	
				CP I - 01	

Fig. 6.11

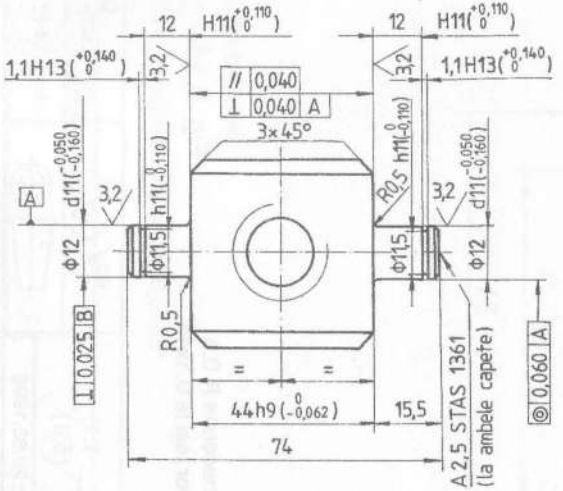


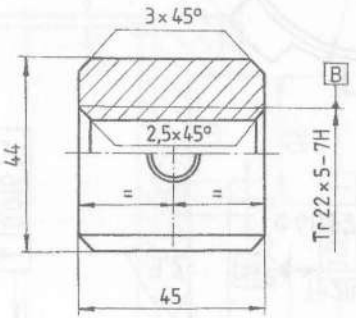
Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Razele de racordare necotate R 0,5
3. Muchiile ascuţite se vor teşi la 0,5x45°

Proiectat	Oprean D.		1:1	OL 42 STAS 500/2	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.				
Verificat	Velicu D.			A3 (297x 420)	
Aprobat	Moldovean Gh.		Data: 7.10.1998		
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			ŞURUB PS - 03	

Fig. 6.12



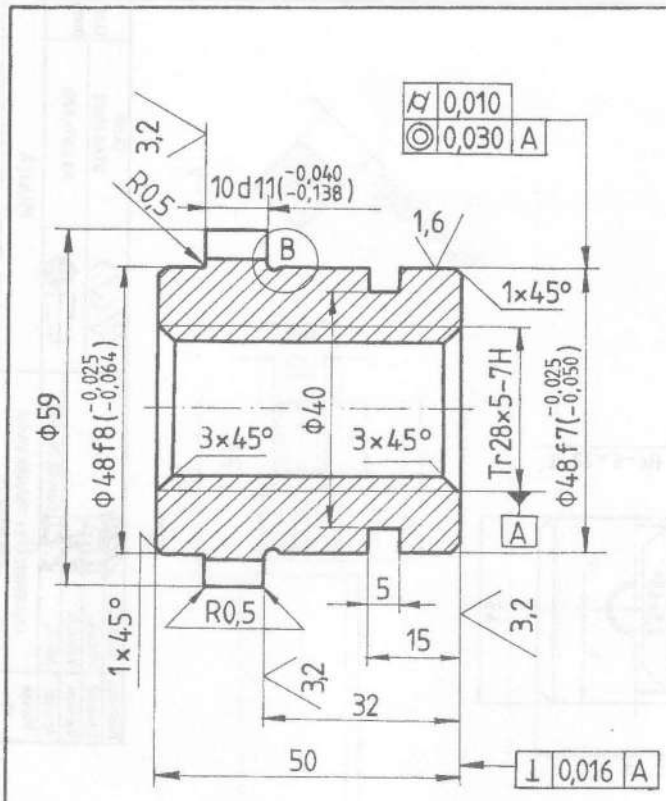


Condiții tehnice

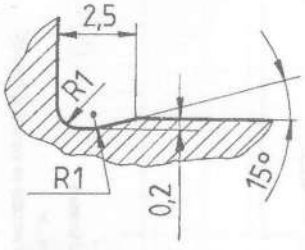
1. ISO 2768 - m
2. Muchiile ascuțite se vor teși la 0,6×45°

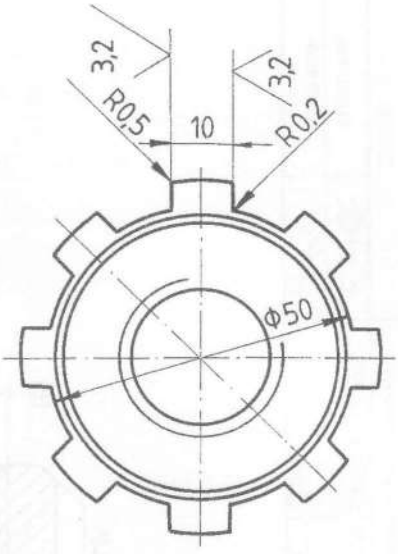
Proiectat	Oprean D.	1:1	12,5 √(√)	OL60 STAS 500/2	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.			A3 (297x 420)	
Verificat	Velicu D.				
Aprobat	Jula A.	Data:02.09.1998			
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV			PIULIȚĂ	
	Catedra O.M.M.R			CP I - 02	

Fig. 6.13



B
5 : 1





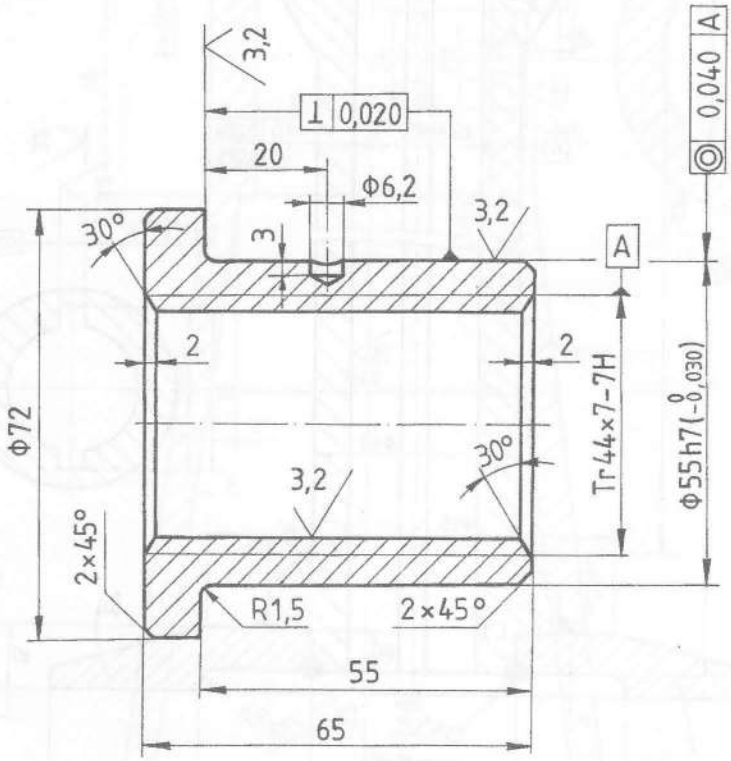
Nr. de dinţi z = 8

Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Razele de racordare necotate R 0,3
3. Muchiile ascuţite se vor teşi la 0,5x45°

Fig. 6.14

Proiectat	Oprean D.		1:1 (5:1)	6,3	OL 60 STAS 500/2	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.					
Verificat	Velicu D.				A4 (210 x 297)	
Aprobat	Chişu E.		Data: 20.03.1998			
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			PIULIŢĂ CPR - 03		

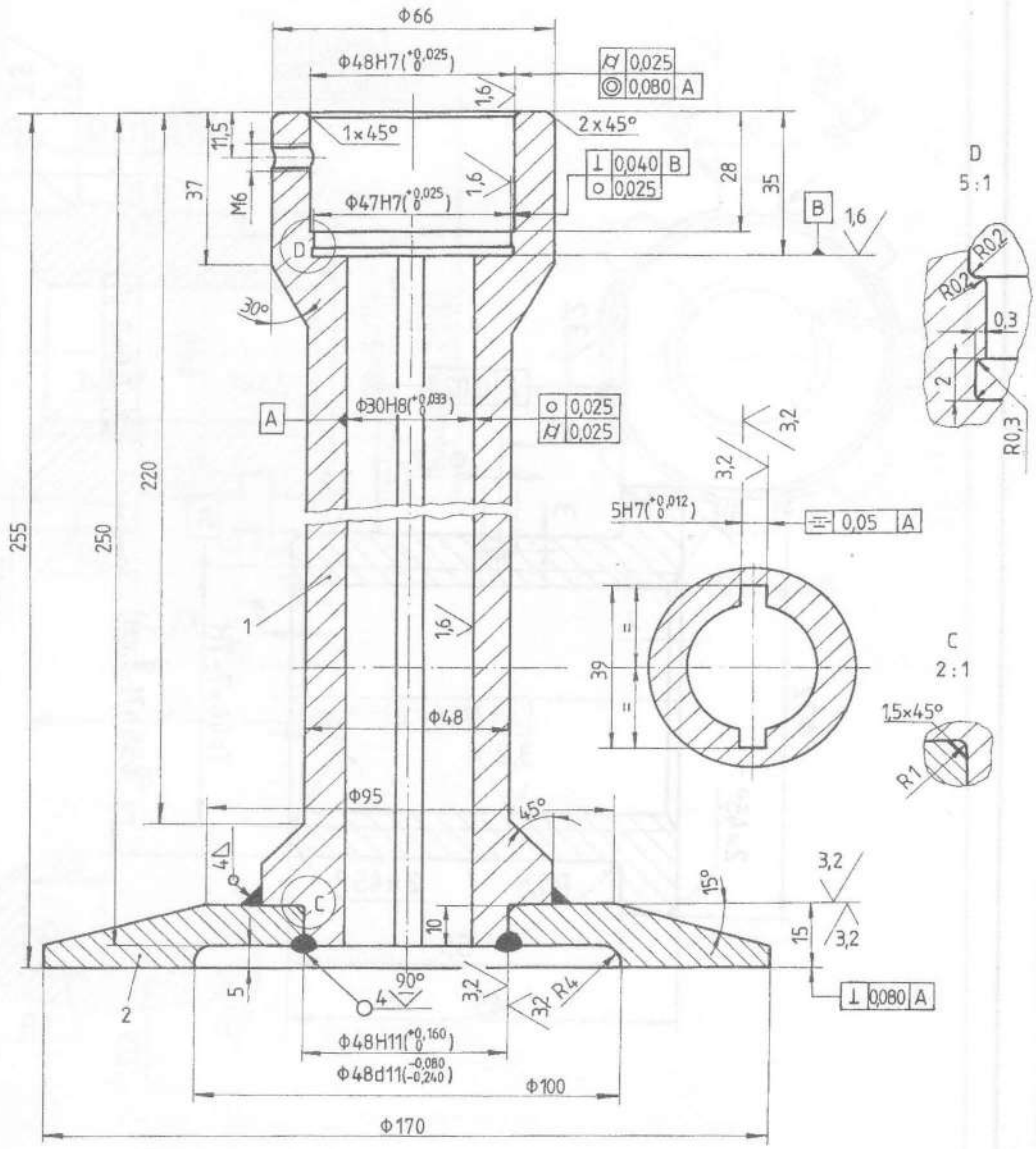


Condiții tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Muchiile ascuțite se vor teşi la 0,5x45°

Fig. 6.15

Proiectat	Oprean D.			Fc 200 SR ISO 185	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.		1:1		
Verificat	Velicu D.			A4 (210 x 297)	
Aprobat	Jula A.		Data: 20.03.1998		
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			PIULIȚĂ FIXĂ CDA - 03	



Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Muchiile ascuţite se vor rotunji cu R 0,5...R 1
3. După sudare se va detensiona

Poz.	Denumirea	Nr. desen sau STAS	Buc.	Material	Observaţii	Masa netă kg/buc
2	Talpă	---	1	OL 37		
1	Coloană	---	1	OL 37		

Proiectat	Oprean D.	1:1 (2:1; 5:1)	12,5		U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.				
Verificat	Velicu D.			A3 (297x420)	
Aprobat	Chişu E.	Data: 13.07.1998			
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			CORP CPR - 01	

Fig. 6.16

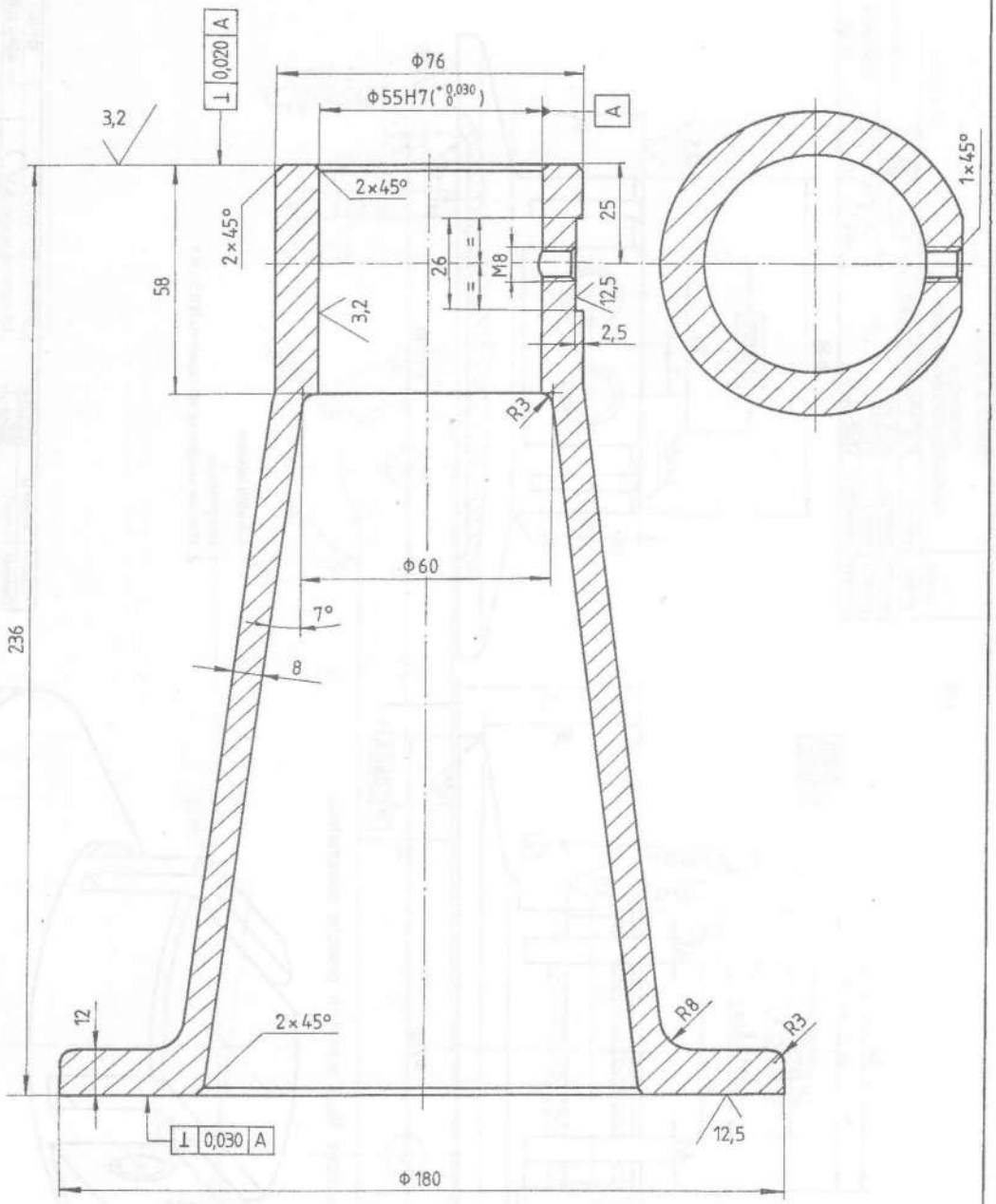
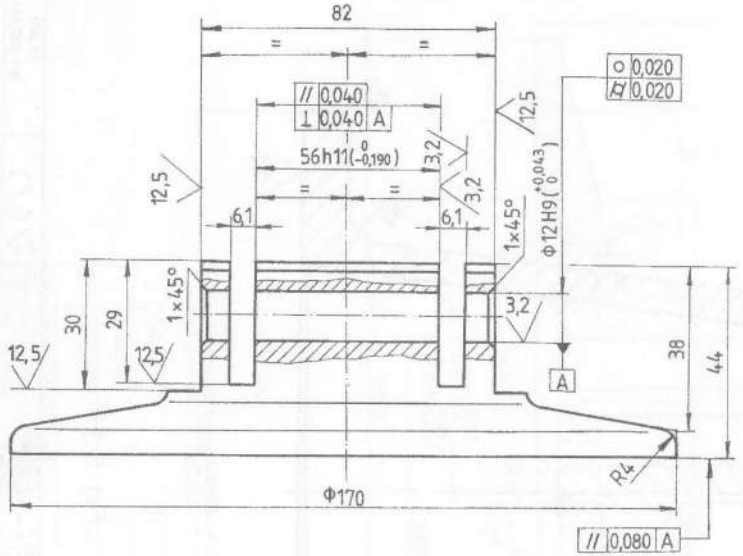


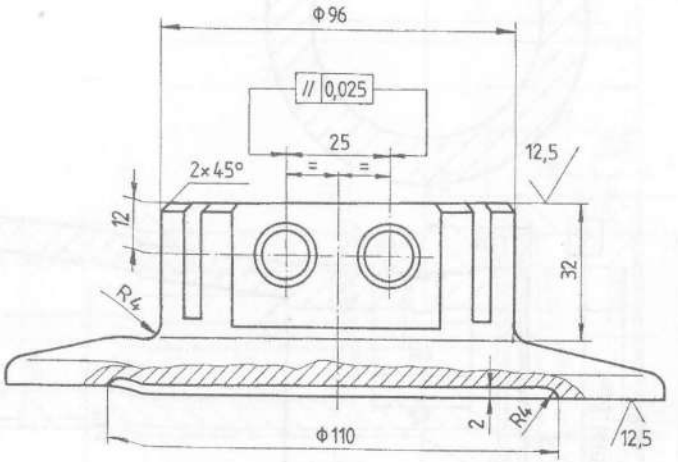
Fig. 6.17

Condiții tehnice

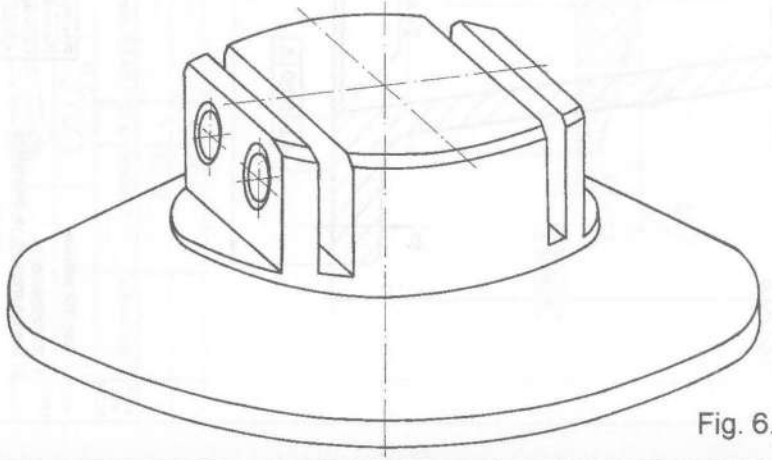
1. ISO 2768 - m
2. După turnare se va detensiona

Proiectat	Oprean D.	1:1	50	Fc 200 SR ISO 185	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.			A3 (297 x 420)	
Verificat	Velicu D.				
Aprobat	Jula A.	Data: 02.09.1998			
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R		CORP CT - 04		





Reprezentarea tălpii suport în proiecţie axonometrică



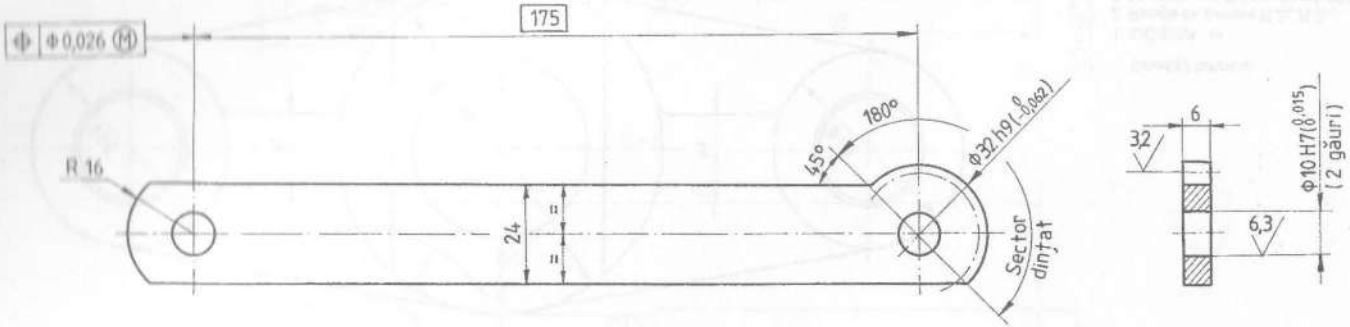
Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Muchiile ascuţite se vor rotunji cu R 0,5...R 1

Fig. 6.18

Proiectat	Oprean D.		1:1	50 √(√)	OT 50 STAS 600
Desenat	Voicu L.				U.M. (mm)
Verificat	Velicu D.				A3 (297x 420)
Aprobat	Jula A.		Data: 27.09.1998		
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			TALPĂ SUPORT CP II - 12	

Modulul	m	2
Numărul de dinți (sector)	z	7
Profilul de referință	α - h_a - c^*	20° -1-0,25
Diametrul de divizare	d	28

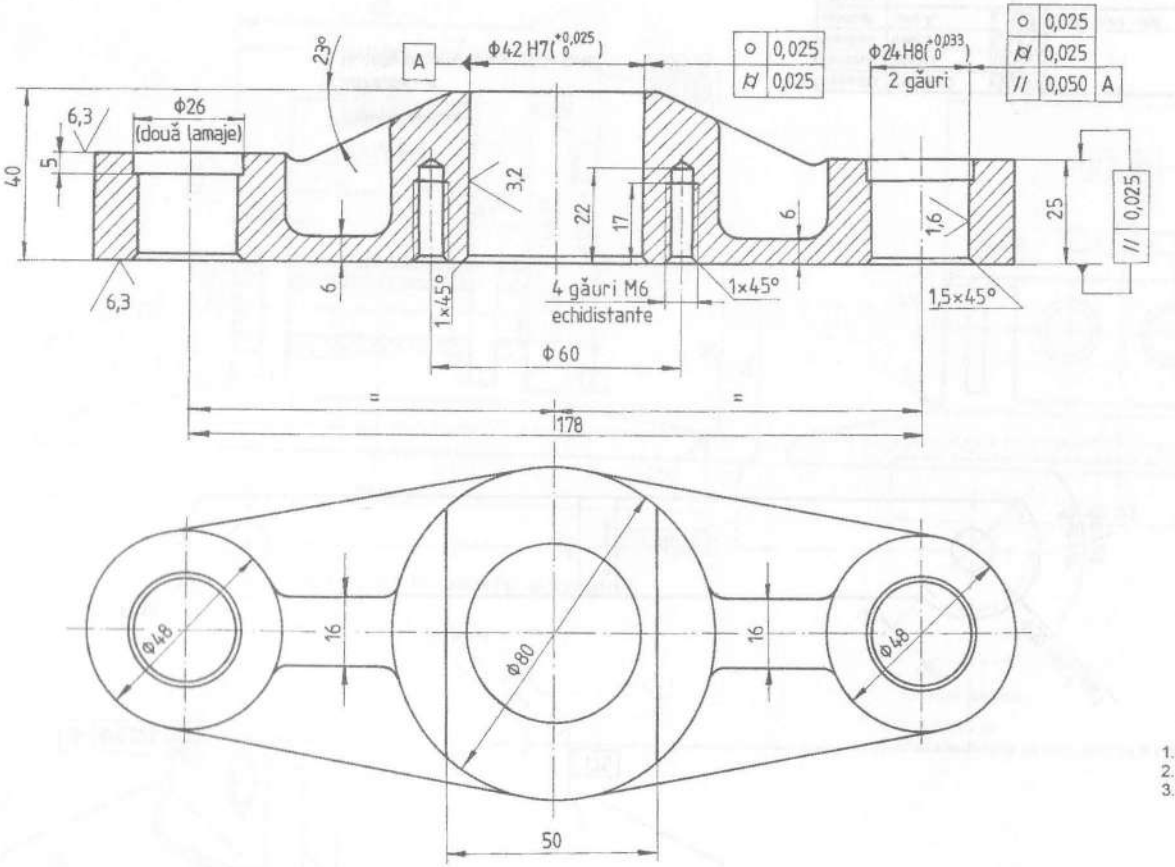


Condiții tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Muchiile ascuțite se vor teși la 1x45°

Proiectat	Oprean D.		1:1	OL 42 STAS 500/2	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.				
Verificat	Velicu D.			A3 (297x 420)	
Aprobat	Jula A.		Data: 10.04.1998		
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R			PÂRGHIE CP I – 04	

Fig. 6.19

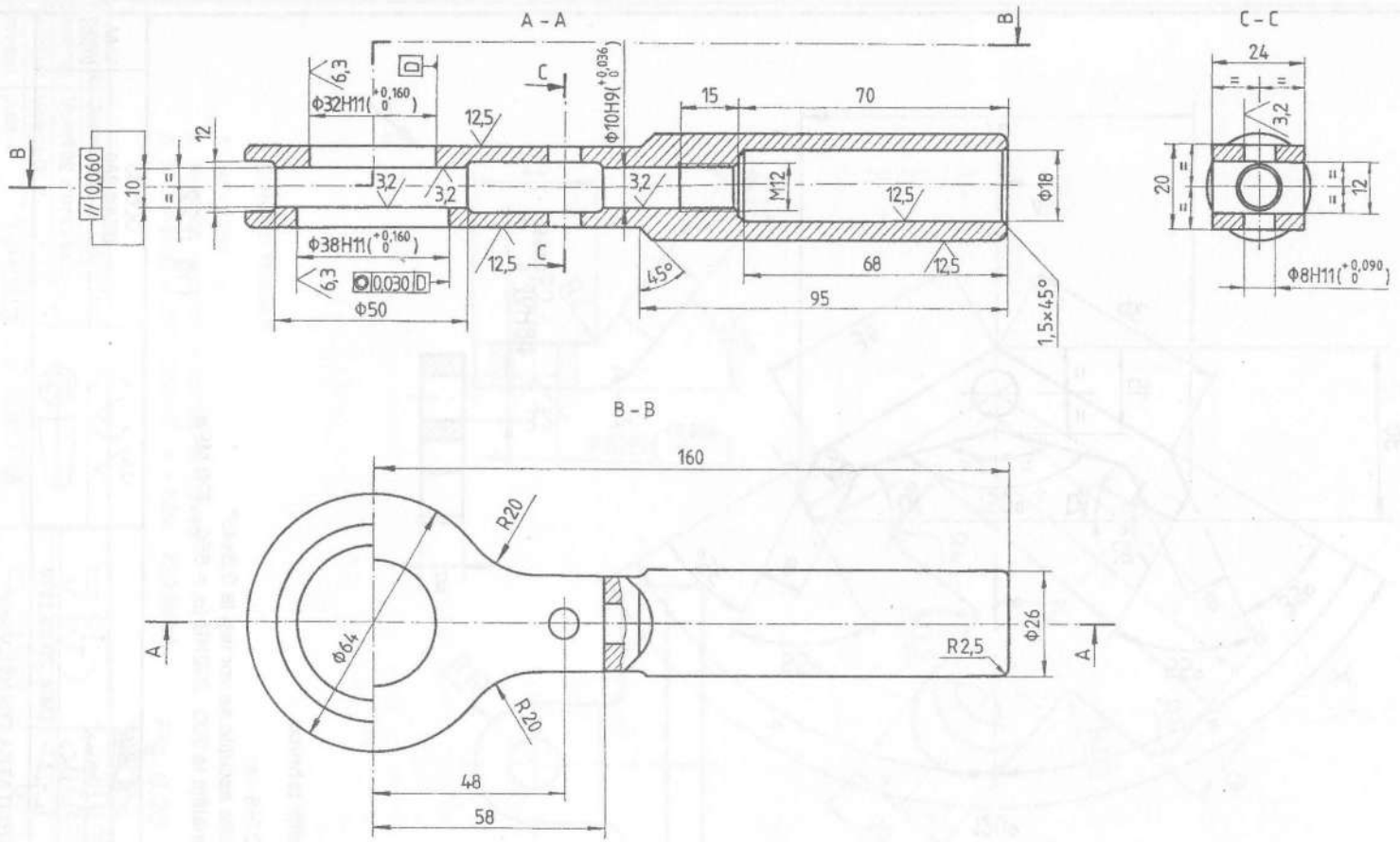


Condiții tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Razele de turnare R 3...R 5
3. Muchiile ascuțite se vor rotunji cu R 1

Proiectat	Oprean D.		1:1	Fc 200 SR ISO 185	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.			A3 (297x 420)	
Verificat	Velicu D.				
Aprobat	Moldovean Gh.		Data: 8.10.1998		
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R			TRAVERSĂ SUPERIOARĂ PS - 04	

Fig. 6.20

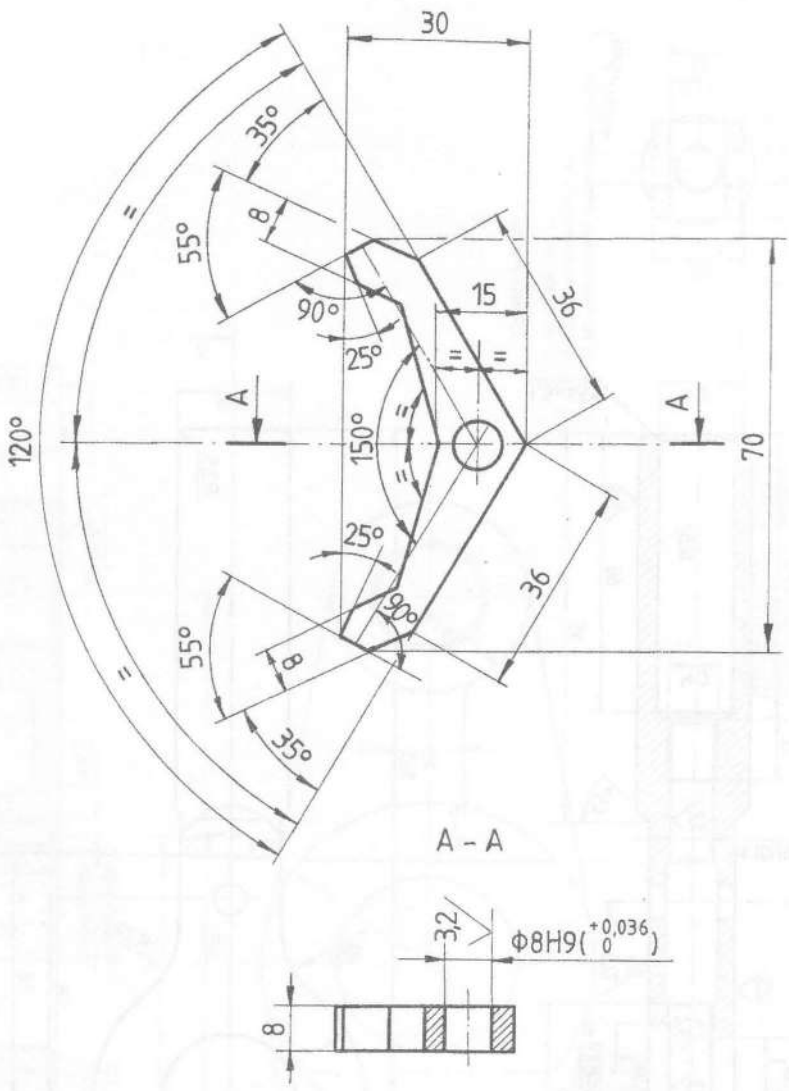


Condiții tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Razele de racordare necotate R 1,5
3. Muchiile ascuțite se vor teși la 0,6x45°
4. După turnare se va detensiona

Proiectat	Oprean D.		1:1	OT50 STAS 600	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.				
Verificat	Velicu D.			A3 (297x 420)	
Aprobat	Jula A.		Data: 20.05.1998		
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R			MANIVELĂ CT - 08	

Fig. 6.21

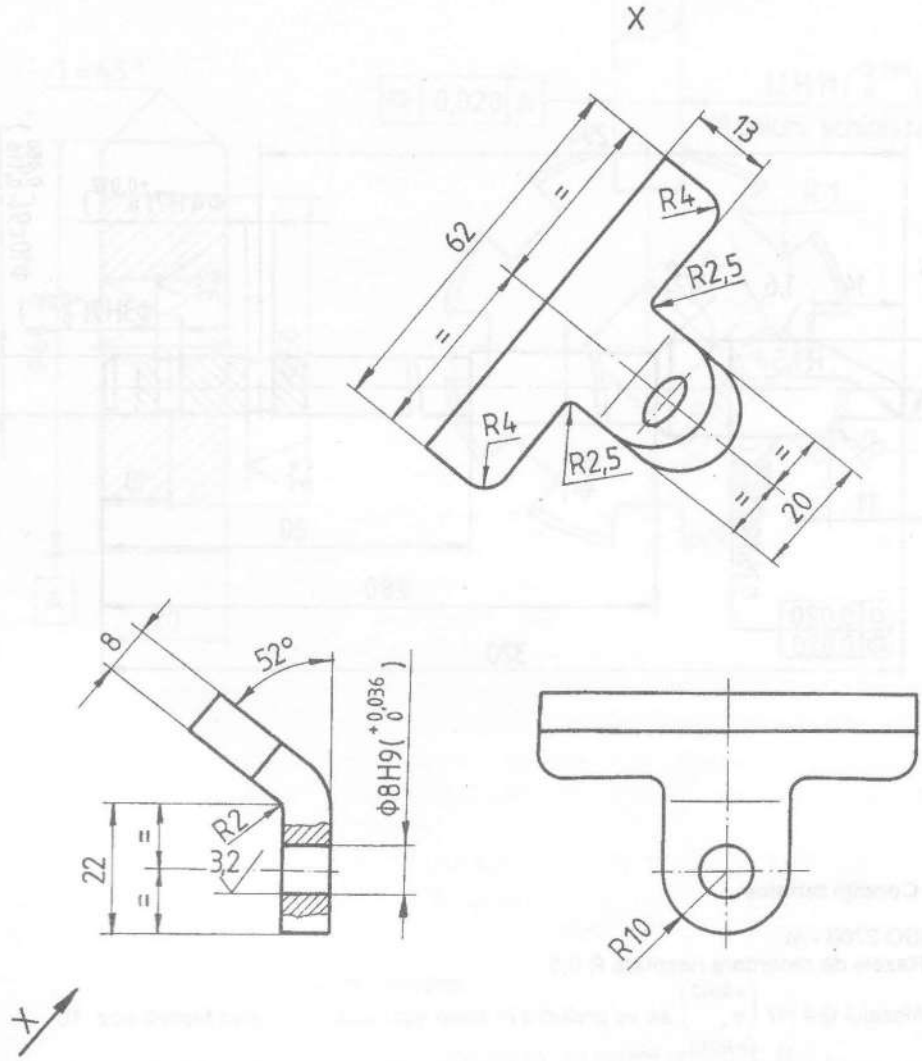


Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Muchiile ascuţite se vor teşi la 0,6x45°
3. Îmbunătăţit la 200...230HB (σ_r = 650...720 MPa)

Fig. 6.22

Proiectat	Oprean D.			OLC 45 STAS 880	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.		1:1		
Verificat	Velicu D.			A4 (210 x 297)	
Aprobat	Jula A.		Data: 20.03.1998		
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			CLICHET CT – 09	

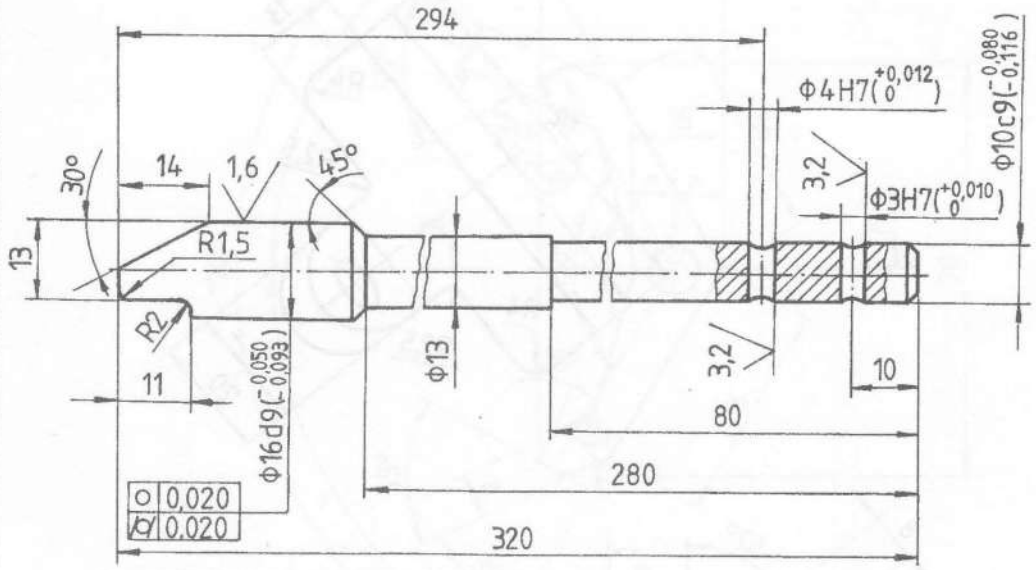


Condiții tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Muchiile ascuțite se vor teși la 0,6x45°
3. Îmbunătățit la 200...230HB (σ_r = 650...720 MPa)

Fig. 6.23

Proiectat	Oprean D.			OLC 45 STAS 880	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.	1:1	12,5		
Verificat	Velicu D.			A4 (210 x 297)	
Aprobat	Jula A.	Data: 20.03.1998			
Planșa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAȘOV Catedra O.M.M.R.			CLICHET CT – 09	

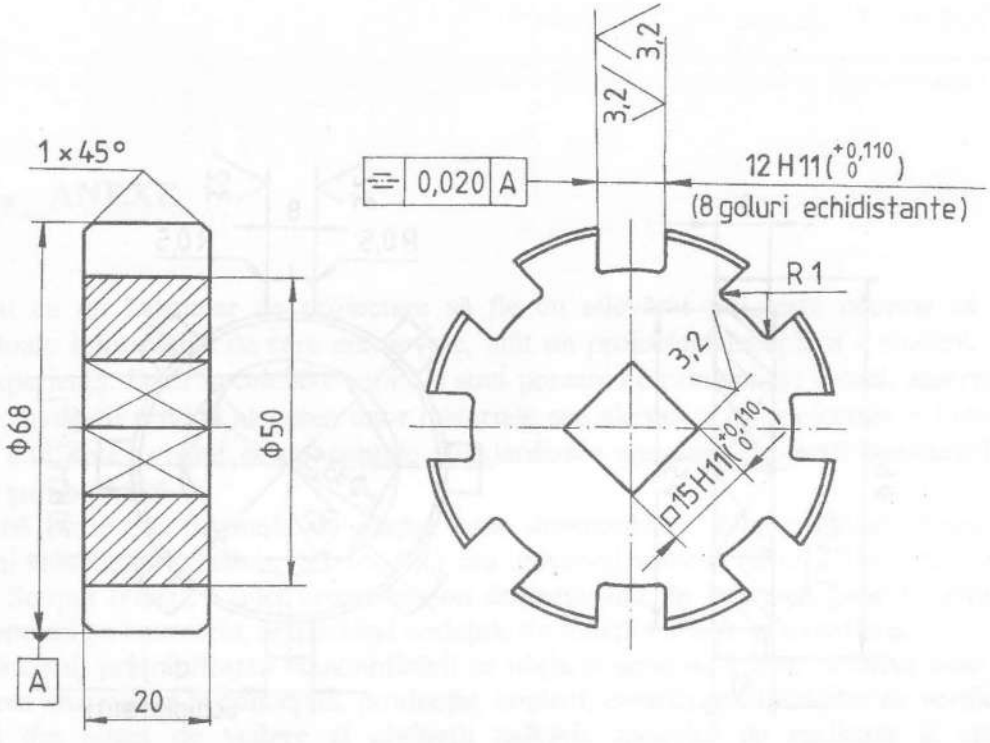


Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Razele de racordare necotate R 0,5
3. Alezajul $\phi 4$ H7 $\left(\begin{smallmatrix}+0,012\\0\end{smallmatrix}\right)$ se va prelucra în stare asamblată cu bucşa filetată poz. 10
4. Alezajul $\phi 3$ H7 $\left(\begin{smallmatrix}+0,010\\0\end{smallmatrix}\right)$ se va prelucra în stare asamblată cu buşonul de manevră poz. 11

Fig. 6.24

Proiectat	Oprean D.		1:1	12,5	OLC 45 STAS 880	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.					
Verificat	Velicu D.				A4 (210 x 297)	
Aprobat	Moldovean Gh		Data: 20.03.1998			
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R				CLICHET PS - 08	

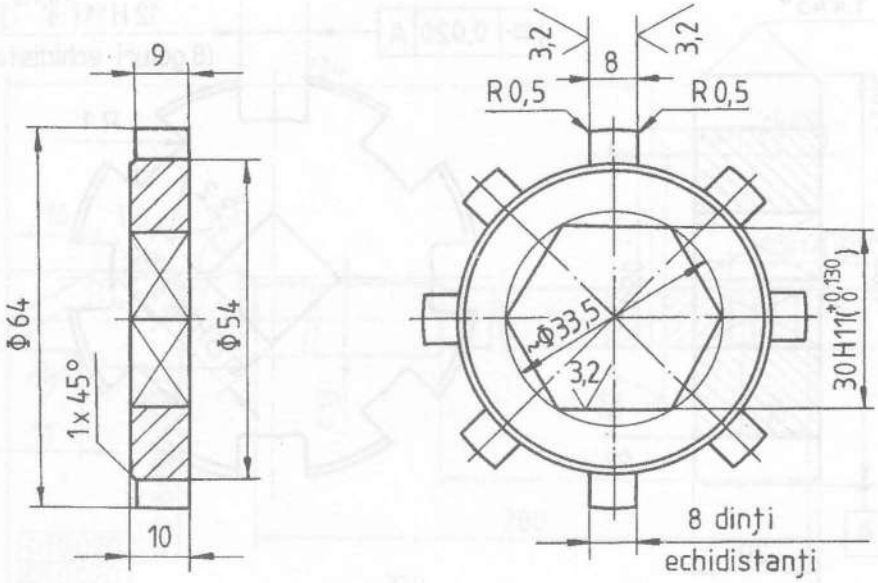


Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Muchiile găurii pătrate se vor rotunji cu R 0,5...R 1
3. Îmbunătăţit la 280...320HB

Fig. 6.25

Proiectat	Oprean D.	1:1	12,5	OLC 45 STAS 880	U.M. (mm)
Desenat	Voicu L.				
Verificat	Velicu D.			A4 (210 x 297)	
Aprobat	Moldovean Gh.	Data: 20.03.1998			
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			ROATĂ DE CLICHET PS – 07	



Condiţii tehnice

1. ISO 2768 - m
2. Muchiile găurii hexagonale se vor rotunjii cu R 0,6
3. Muchiile ascuţite se vor teşi la 0,6x45°
4. Îmbunătăţit la 280...320HB

Fig. 6.26

Proiectat	Oprean D.		1:1	OLC 45 STAS 880	U.M. (mm)
Desenat	Bârsan F.				
Verificat	Velicu D.			A4 (210 x 297)	
Aprobat	Jula A.		Data: 20.03.1999		
Planşa nr.	UNIVERSITATEA TRANSILVANIA DIN BRAŞOV Catedra O.M.M.R			ROATĂ DE CLICHET CDA - 05	

7. ANEXE

Pentru ca un îndrumar de proiectare să fie cu adevărat util, este necesar ca el să cuprindă toate informaţiile de care are nevoie, atât un proiectant începător - student, cât şi unul cu experienţă. Dacă în celelalte capitole sunt prezentate principii de calcul, algoritmi de proiectare, indicaţii privind alegerea unor materiale sau elemente de proiectare a formei, în acesta se dau date privind componentele standardizate necesare proiectării/realizării unui mecanism şurub-piuliţă.

O bună parte din organele de maşini sunt standardizate, fiind elaborate după nişte instrucţiuni valabile în România (STAS, SR) sau universal valabile (ISO, DIN, EN, SR ISO EN etc.). Scopul realizării unei ordini într-un domeniu dat, în interesul general, este de a obţine economii pe ansamblu, respectând cerinţele de funcţionalitate şi securitate.

În principal, prin aplicarea standardizării se obţin o serie de efecte pozitive cum ar fi: introducerea unei ordini în concepţie, producţie, control; crearea posibilităţilor de verificare a producţiei din punct de vedere al obţinerii calităţii, modului de realizare şi creşterii competitivităţii; o legătură mai uşoară între proiectanţi, producători, utilizatori; folosirea unei game restrânse de scule tipizate şi dispozitive; asigurarea unui schimb internaţional de produse şi utilizarea unui limbaj internaţional de comunicare; realizarea unei interschimbabilităţi funcţionale şi dimensionale în cadrul unui schimb naţional sau internaţional de produse.

Gradul de universalitate al unui produs este în strânsă legătură cu gradul de standardizare al acestuia. Prin utilizarea unui număr sporit de elemente standardizate, se reuşeşte promovarea produselor pe diverse pieţe, realizându-se totodată o întreţinere uşoară şi produsul se vinde mai bine.

Execuţia acestor elemente standardizate, cum ar fi şuruburile, piuliţele, şaibele, rulmenţii etc., în fabrici specializate, conduce la obţinerea unui cost pe produs relativ scăzut, acest fapt având implicaţii în preţul produsului în ansamblu.

În acest capitol sunt prezentate extrase din standarde legate de:

- desene tehnice (formate, scări, indicator, tabelul de componenţă, toleranţe, rugozităţi);
- materiale utilizate în construcţia elementelor componente ale mecanismelor şurub-piuliţă (oţeluri, fonte, aliaje Cu-Sn);
- filete de mişcare;
- elemente de asamblare (şuruburi, piuliţe, şaibe, inele de siguranţă, ştifturi, bolţuri, rulmenţi).

Aceste elemente standardizate se găsesc sub forma unor figuri cotate, având toate informaţiile privind reprezentarea lor în desenul tehnic. În completare se prezintă tabele cu dimensiuni într-o gamă a acestora întâlnită în construcţiile obişnuite ale mecanismelor şurub-piuliţă. De asemenea, este dat, pentru fiecare caz în parte, un exemplu de simbolizare, util în completarea corectă a tabelului de componenţă.

ANEXA 1

FORMATE (Extras din SR ISO 5457)

Dimensiunile principalelor formate utilizate în proiectare sunt prezentate în tabelul 1.1.

Tabelul 1.1

Formate seria A		Formate speciale		Formate excepţionale	
A0	841x1189	A3x3	420x891	A0x2	1189x1682
A1	594x841	A3x4	420x1189	A1x3	841x1783
A2	420x594	A4x3	297x630	A1x4	841x2378
A3	297x420	A4x4	297x841	A2x3	594x1261
A4	210x297	A4x5	297x1051	A2x4	594x1682
Dimensiunile sunt date în mm.				A3x5	420x1486

ANEXA 2

DESENE TEHNICE. SCĂRI (Extras din SR EN ISO 5455)

Principalele scări utilizate în desenul tehnic sunt prezentate în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

Categorie	Scări recomandate		
Scări de mărire	50:1 5:1	20:1 2:1	10:1
Scara de mărime naturală	1:1		
Scări de reducere	1:2 1:20 1:200 1:2000	1:5 1:50 1:500 1:5000	1:10 1:100 1:1000 1:10000

ANEXA 3

RAZE NORMALE DE RACORDARE (Extras din STAS 406)

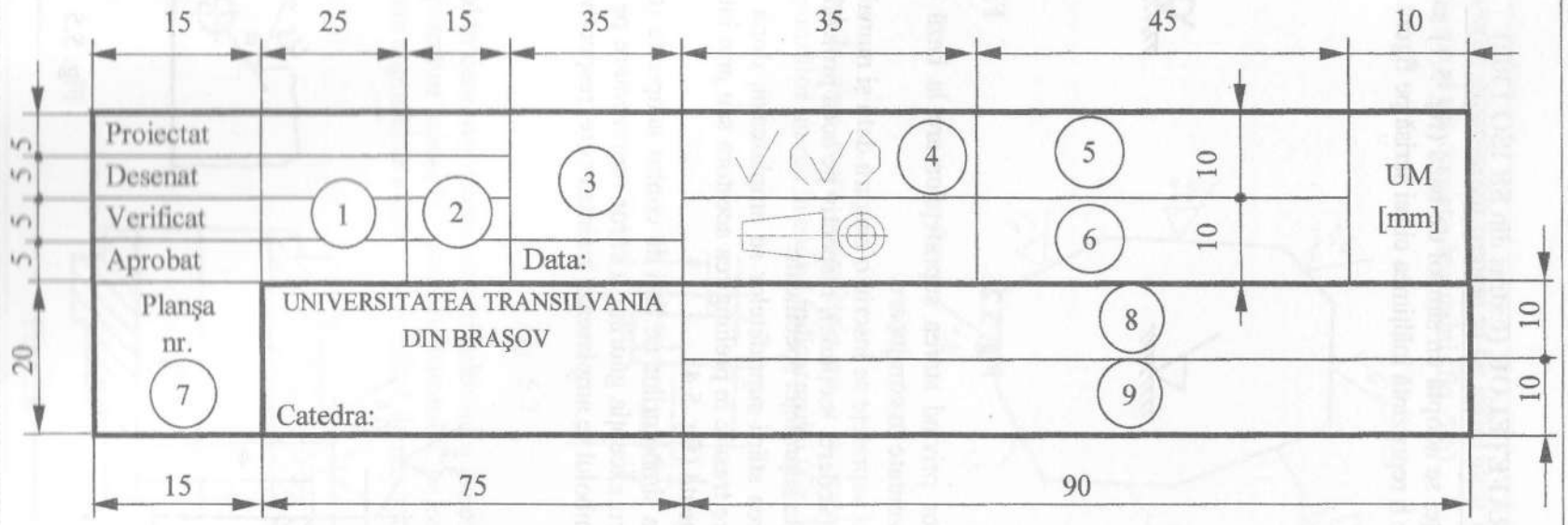
Dimensiunile razelor de racordare utilizate în desenul tehnic sunt prezentate în tabelul 3.1.

Tabelul 3.1

Şirul I	0,16	0,25	0,4	0,6	1,0	1,6	2,5	4,0	6,0	10	16	25
Şirul II	0,16	0,25	0,40	0,60	1,0	1,6	2,5	4,0	6,0	10	16	25
	0,20	0,30	0,50	0,80	1,2	2,0	3,0	5,0	8,0	12	20	32
Dimensiunile sunt date în mm.												

INDICATOR (Extras din SR ISO 7200)

Forma şi dimensiunile indicatorului utilizat în desenul tehnic.



1. Spaţiul pentru înscrierea numelui persoanelor responsabile
2. Spaţiul pentru semnături
3. Spaţiul pentru indicarea scării (scărilor) de reprezentare
4. Spaţiul pentru indicarea rugozităţii suprafeţelor
5. Spaţiul pentru indicarea materialului
6. Spaţiul pentru indicarea formatului planşei
7. Spaţiul pentru indicarea numărului planşei
   (se va completa numai în cazul în care desenul se reprezintă pe mai multe planşe)
8. Spaţiul pentru denumirea desenului
9. Spaţiul pentru numărul desenului

ANEXA 5

NOTAREA STĂRII SUPRAFEŢELOR (Extras din SR ISO 1302)

Pentru notarea stării suprafeţei se adoptă un simbol de bază (fig. 5.1) sau derivate ale acestuia (fig. 5.2 şi fig. 5.3), unde h reprezintă înălţimea cifrei scrisă pe figură.

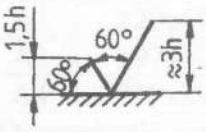


Fig. 5.1

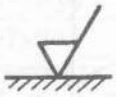


Fig. 5.2

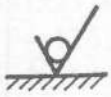


Fig. 5.3

Înscrierea pe desen a datelor privind starea suprafeţelor are la bază câteva reguli, ilustrate în figurile 5.4, 5.5 şi prezentate în continuare.

- Datele privind starea unei suprafeţe se înscriu o singură dată şi numai pe una dintre proiecţiile obiectului reprezentat (vedere, secţiune), respectiv pe acea proiecţie pe care sunt cotate elementele dimensionate ale suprafeţei specificate.
- Simbolurile pentru notarea stării suprafeţelor se amplasează, după caz, direct pe liniile de contur, pe linii ajutătoare trasate în prelungirea acestora sau prin intermediul unor linii ajutătoare terminate cu o săgeată (fig. 5.4).
- Nu se admite amplasarea simbolurilor pe linii de contur acoperite (trasate cu linie întreruptă) sau pe linii de cotă, cu excepţia găurilor a căror reprezentare pe desen este de dimensiuni reduse, în care caz simbolul se amplasează înaintea cotei respective (fig. 5.5).

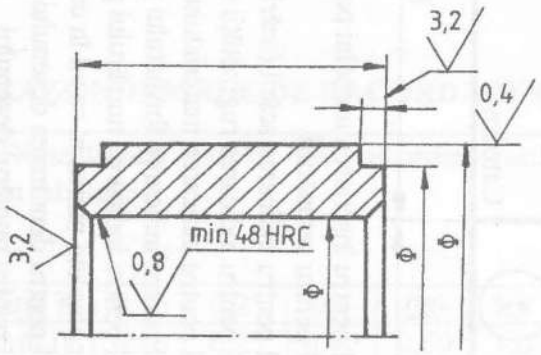


Fig. 5.4

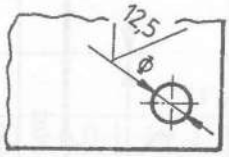


Fig. 5.5

ANEXA 5 (continuare)

• Amplasarea simbolurilor trebuie să fie astfel încât inscripțiile aferente acestora să poată fi citite de jos şi din dreapta desenului (fig. 5.6).

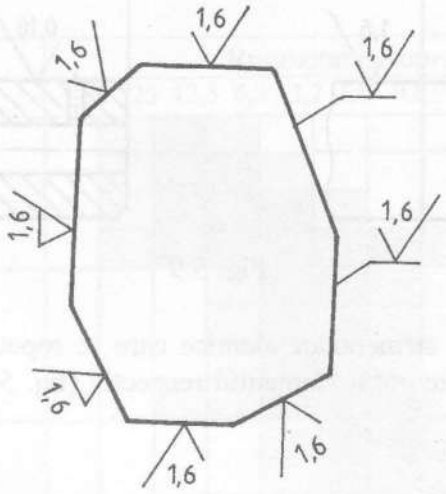


Fig. 5.6

• În cazul în care toate suprafețele au o aceeaşi stare, aceasta se notează prin simbolul corespunzător numai în cadrul indicatorului (fig. 5.7).

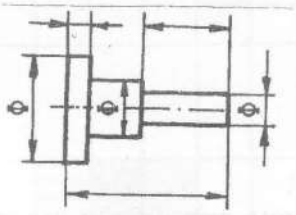


Fig. 5.7

• În cazul în care majoritatea suprafețelor au o aceeaşi stare, aceasta se notează prin simbolul corespunzător numai în cadrul indicatorului, pe reprezentarea respectivă (fig. 5.8) notându-se numai suprafețele a căror stare diferă de cea astfel indicată.

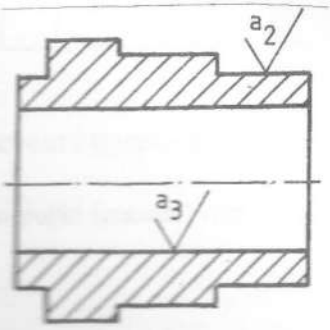


Fig. 5.8

ANEXA 5 (continuare)

• Părţile unei aceeaşi suprafeţe care au stări diferite se notează aşa cum este exemplificat în fig. 5.9.

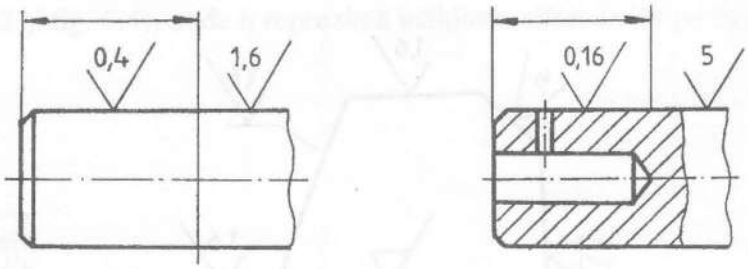


Fig. 5.9

• Starea suprafeţelor elementelor identice care se repetă pe un desen se notează o singură dată, acolo unde este cotat elementul respectiv (fig. 5.10) sau cât mai aproape de cotă (fig. 5.11).

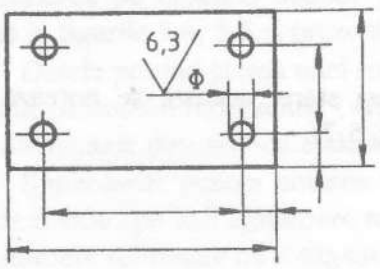


Fig. 5.10

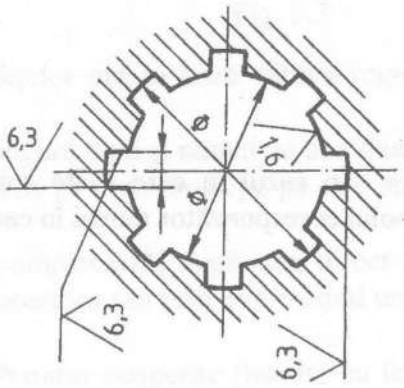


Fig. 5.11

Rugozitatea suprafeţelor obţinute prin diferite procedee tehnologice (conform STAS 5730/2) este prezentată în tabelul 5.1.

ANEXA 5 (continuare)

Tabelul 5.1

Denumirea procedeului tehnologic	Rugozitatea suprafeței R_a, μm												
	50	25	12,5	6,3	3,2	1,6	0,8	0,4	0,2	0,1	0,05	0,025	0,012
Tăiere cu flacără													
Curățire cu polizorul													
Tăiere cu fierăstrăul													
Rabotare													
Găurire													
Electrochimie													
Electroeroziune													
Frezare													
Broşare													
Alezare													
Strunjire, alezare cu cuțitul													
Finisare în tobă													
Lustruire electrolitică													
Roluire													
Rectificare													
Honuire													
Polisare													
Lepuire													
Superfinisare													
Turnare în nisip													
Laminare la cald													
Forjare													
Turnare în formă permanentă													
Turnare de precizie													
Extrudare													
Laminare la rece, tragere													
Turnare în cochilă													

Valori frecvent obținute prin procedeul respectiv.

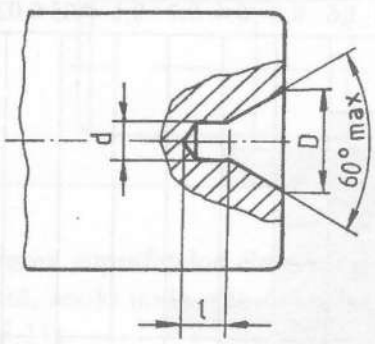
Valori mai puțin frecvent obținute prin procedeul respectiv.

ANEXA 6

GĂURI DE CENTRARE (Extras din STAS 1361)

Forma şi dimensiunile găurilor de centrare sunt prezentate în fig.6.1 şi tabelele 6.1, 6.2.

FORMA A



FORMA B

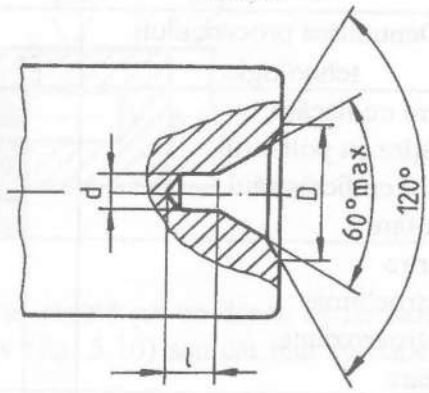


Fig. 6.1

FORMA A Tabelul 6.1

d	1,0	(1,25)	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	(5,0)	6,3
l	1,3	1,6	2,0	2,5	3,1	3,9	5,0	6,3	8,0
D	2,12	2,65	3,35	4,25	5,30	6,70	8,50	10,60	13,20
Dimensiunile sunt date în mm.									

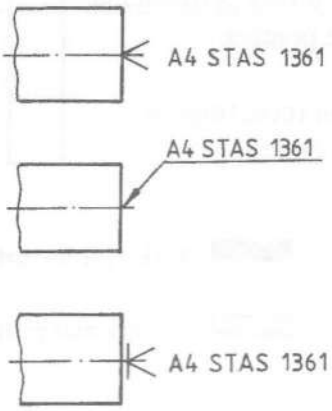
FORMA B Tabelul 6.2

d	1,0	(1,25)	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	(5,0)	6,3
l	1,3	1,6	2,0	2,5	3,1	3,9	5,0	6,3	8,0
D	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16	18
Dimensiunile sunt date în mm.									

RECOMANDĂRI PRIVIND ALEGEREA MĂRIMII GĂURII DE CENTRARE

Diametrul piesei de prelucrat	Diametrul d
6...16	1,0; 1,25
17...32	1,6; 2,0
33...56	2,5; 3,15
57...80	4,0; 5,0
81...120	6,3; 8,0
Dimensiunile sunt date în mm.	

SIMBOLIZARE PE DESEN



Exemplu de notare a unei găuri de centrare, forma A, cu diametrul d = 4 mm:
Gaură de centrare A4 STAS 1361

ANEXA 7

DEGAJĂRI PENTRU RECTIFICARE (Extras din STAS 7446)

Forma şi dimensiunile degajărilor pentru rectificare sunt prezentate în fig. 7.1, 7.2 şi în tabelul 7.1.

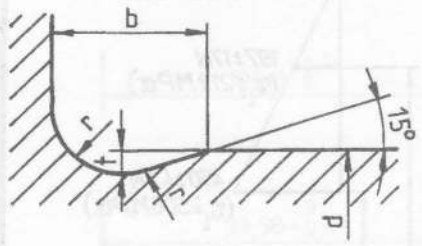


Fig. 7.1

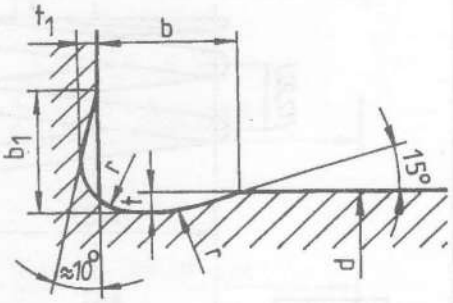


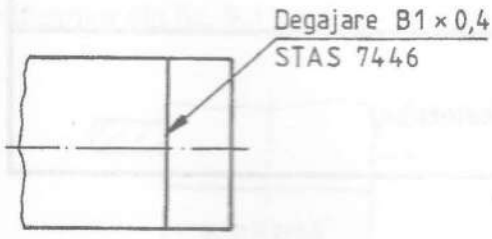
Fig. 7.2

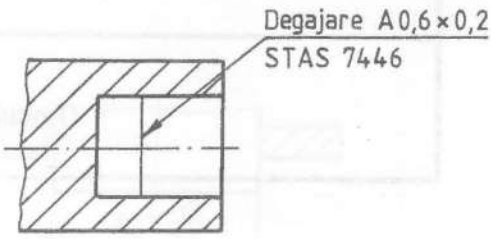
Tabelul 7.1

d	r	t +0,1	b	b_1 ≈	t_1 +0,05
Peste 3 până la 10	0,4	0,2	2	1,1	0,1
Peste 10 până la 18	0,6	0,2	2	1,3	0,1
Peste 18 până la 80	0,6	0,3	2,5	2,0	0,2
Peste 80	1,0	0,4	4	3,1	0,3
Dimensiunile sunt date în mm.					

Exemplu de notare a unei degajări forma A, cu dimensiunile r = 0,6 mm şi t = 0,3 mm:
Degajare A 0,6x0,3 STAS 7446

REPREZENTAREA SIMPLIFICATĂ

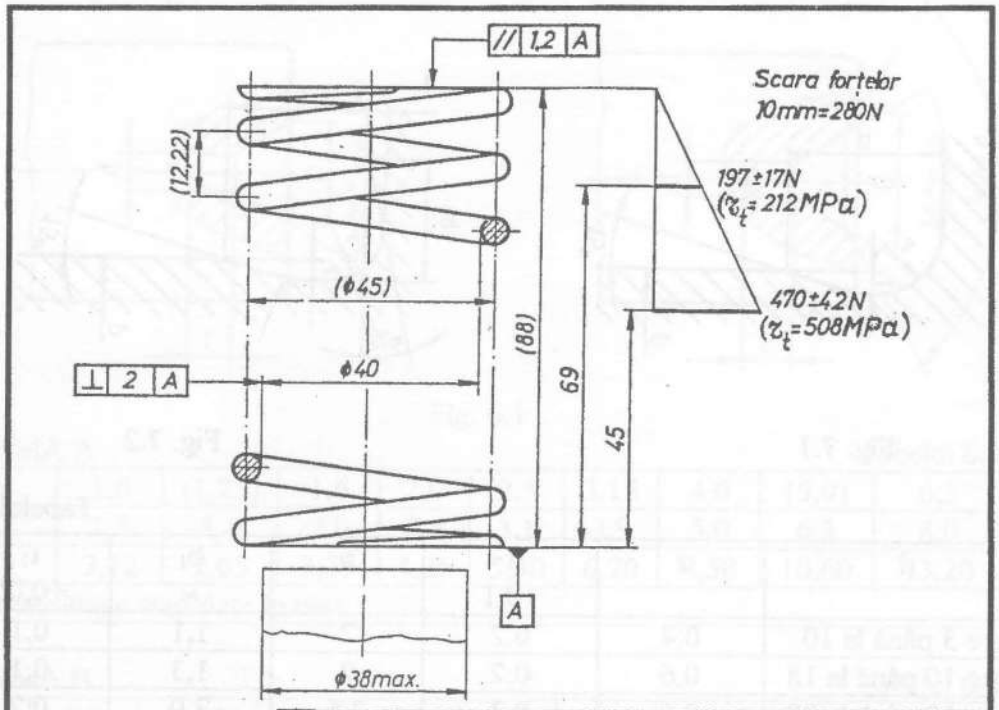




ANEXA 8

INDICAREA ELEMENTELOR ARCURILOR ELICOIDALE PE DESENELE DE EXECUŢIE (Extras din STAS 12102)

Desenul de execuţie al unui arc elicoidal cilindric de compresiune este prezentat în fig. 8.1.



Condiţii tehnice:
1. Comprimat de 3 ori spiră pe spiră
2. Zincat, grosimea stratului 12...16μm

Sensul înfăşurării		dreapta
Clasa de precizie		2 STAS 7066
Informativ	Numărul de spire active	6,5
	Numărul total de spire	8
	Lungimea desfăşurată	1130 mm
	Constanta arcului	10,93 N/mm

15 30

100

(Locul indicatorului)

Fig. 8.1. Arc elicoidal cilindric de compresiune

ANEXA 9

TOLERAREA DIMENSIUNILOR LINIARE ŞI UNGHIULARE (Extras din STAS ISO 406)

Toleranţele se înscriu imediat după cotele la care se referă, conform exemplelor din fig. 9.1.

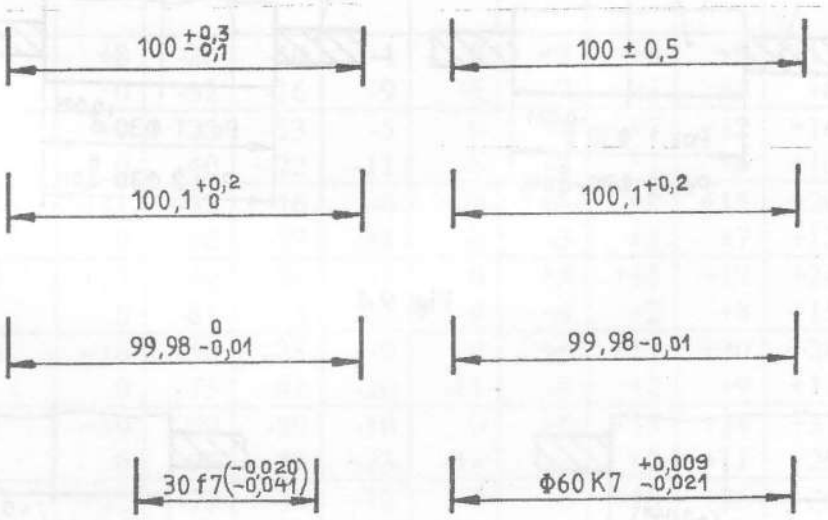


Fig. 9.1

Dacă la o aceeaşi dimensiune nominală toleranţele sunt diferite pe o aceeaşi suprafaţă, aceasta se indică aşa cum este exemplificat în fig. 9.2.

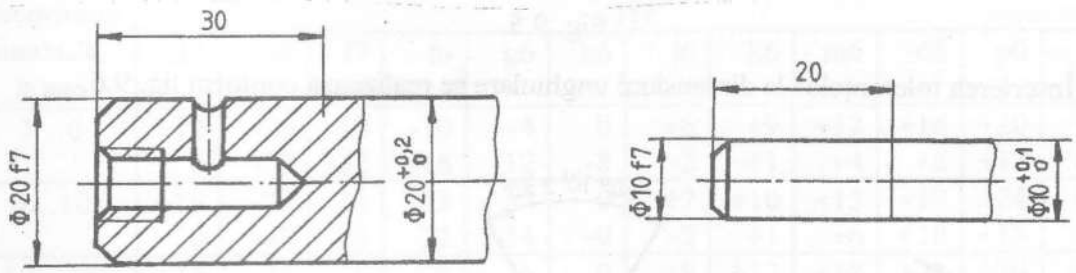


Fig. 9.2

Toleranţele la dimensiunile elementelor componente ale unui ajustaj se înscriu conform exemplificărilor din fig. 9.3...9.5.

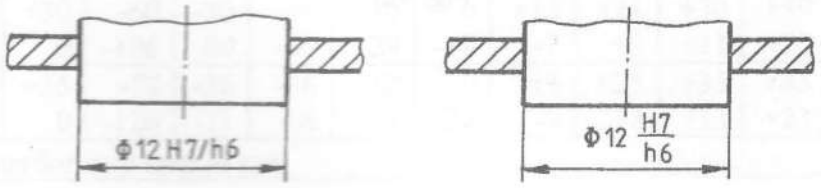


Fig. 9.3

ANEXA 9 (continuare)

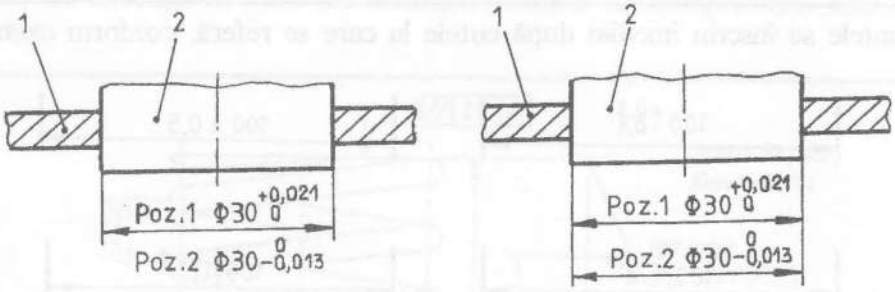


Fig. 9.4

Fig. 9.5

Înscrierea toleranțelor la dimensiuni unghiulare se realizează conform fig. 9.6.

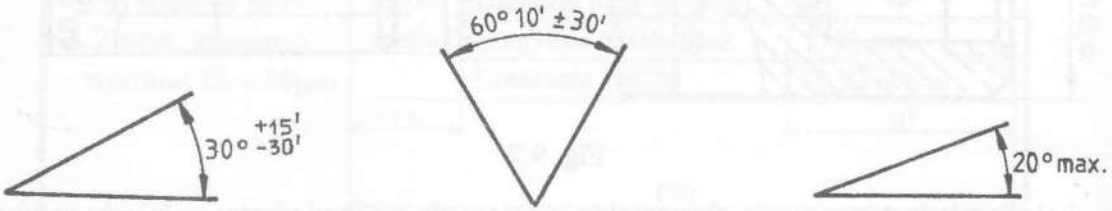


Fig. 9.6

ANEXA 10

TOLERANȚE ISO "SISTEM ALEZAJ UNITAR" (Extras din SR EN 20286-2)

Dimensiunea nominală, în mm	H6									
	H6	e7	f6	g5	h5	j5	k5	m5	n5	p5
3...6	+8 0	-20 -32	-10 -16	-4 -9	0 -5	+3 -2	+6 +1	+9 +4	+13 +8	+17 +12
6...10	+9 0	-25 -40	-13 -22	-5 -11	0 -6	+4 -2	+7 +1	+12 +6	+16 +10	+21 +15
10...18	+11 0	-32 -60	-16 -27	-6 -14	0 -8	+5 -3	+9 +1	+15 +7	+20 +12	+26 +18
18...30	+13 0	-40 -61	-20 -33	-7 -16	0 -9	+5 -4	+11 +2	+17 +8	+24 +15	+31 +22
30...50	+16 0	-50 -75	-25 -41	-9 -20	0 -11	+6 -5	+13 +2	+20 +9	+28 +17	+37 +26
50...80	+19 0	-60 -90	-30 -49	-10 -23	0 -13	+6 -7	+15 +2	+24 +11	+33 +20	+45 +32
80...120	+22 0	-72 -107	-36 -58	-12 -27	0 -15	+6 -9	+18 +3	+26 +13	+36 +23	+52 +37
Valorile abaterilor sunt date în μm.										

Dimensiunea nominală, în mm	H7											
	H7	e8	f7	f6	g6	h6	j6	k6	m6	n6	p6	r6
3...6	+12 0	-20 -38	-10 -22	-10 -18	-4 -12	0 -8	+6 -2	+9 +1	+12 +4	+16 +8	+20 +12	+23 +15
6...10	+15 0	-25 -47	-13 -28	-13 -22	-5 -14	0 -9	+7 -2	+10 +1	+15 +6	+19 +10	+24 +15	+26 +19
10...18	+18 0	-32 -59	-16 -34	-16 -27	-6 -17	0 -11	+8 -3	+12 +1	+18 +7	+23 +12	+29 +18	+34 +23
18...30	+21 0	-40 -73	-20 -41	-20 -33	-7 -20	0 -13	+9 -4	+15 +2	+21 +8	+28 +15	+35 +22	+41 +28
30...50	+25 0	-50 -89	-25 -50	-25 -41	-9 -25	0 -16	+11 -5	+18 +2	+25 +9	+33 +17	+42 +26	+50 +34
50...80	+30 0	-60 -106	-30 -60	-30 -49	-10 -29	0 -19	+12 -7	+21 +2	+30 +11	+39 +20	+51 +32	+62 +41
80...120	+35 0	-72 -126	-36 -71	-36 -58	-12 -34	0 -22	+13 -9	+25 +3	+35 +13	+45 +23	+59 +37	+76 +51
Valorile abaterilor sunt date în μm.												

Anexa 10 (continuare)

Dimensiunea nominală, în mm	H8								
	H8	e9	f8	h8	h7	j7	k7	m7	n7
3...6	+18 0	-20 -50	-10 -28	0 -18	0 -12	+8 -4	+13 +1	+16 +4	+20 +8
6...10	+22 0	-25 -61	-13 -35	0 -22	0 -15	+10 -5	+16 +1	+21 +6	+25 +10
10...18	+27 0	-32 -75	-16 -43	0 -27	0 -18	+12 -6	+19 +1	+25 +7	+30 +12
18...30	+33 0	-40 -92	-20 -53	-0 -33	0 -21	+13 -8	+23 +2	+29 +8	+36 +15
30...50	+33 0	-50 -112	-25 -64	0 -39	0 -25	+15 -10	+27 +2	+34 +9	+42 +17
50...80	+46 0	-60 -134	-30 -76	0 -46	0 -30	+18 -12	+32 +2	+41 +11	+50 +20
80...120	+54 0	-72 -159	-36 -90	0 -54	0 -35	+20 -15	+38 +3	+48 +13	+58 +23

Valorile abaterilor sunt date în μm.

Dimensiunea nominală, în mm	H9			H10		H11		H12		H13	
	H9	f9	h9	H10	h10	H11	h11	H12	h12	H13	h13
3...6	+30 0	-10 -40	0 -30	+48 0	0 -48	+75 0	0 -75	+120 0	0 -120	+180 0	0 -180
6...10	+36 0	-13 -49	0 -36	+58 0	0 -58	+90 0	0 -90	+150 0	0 -150	+220 0	0 -220
10...18	+43 0	-16 -69	0 -49	+70 0	0 -70	+110 0	0 -110	+180 0	0 -180	+270 0	0 -270
18...30	+52 0	-20 -72	0 -52	+84 0	0 -84	+130 0	0 -130	+210 0	0 -210	+330 0	0 -330
30...50	+62 0	-25 -87	0 -62	+90 0	0 -100	+160 0	0 -160	+260 0	0 -260	+390 0	0 -390
50...80	+74 0	-30 -104	0 -74	+120 0	0 -120	+190 0	0 -190	+300 0	0 -300	+460 0	0 -460
80...120	+87 0	-36 -125	0 -87	+140 0	0 -140	+220 0	0 -220	+350 0	0 -350	+540 0	0 -540

Valorile abaterilor sunt date în μm.

ANEXA 11

ÎNSCRIEREA TOLERANȚELOR DE FORMĂ ȘI POZIȚIE (Extras din STAS 7385/1)

Simbolurile pentru toleranțele de formă sunt prezentate în tabelul 11.1, iar cele pentru toleranțele de poziție în tabelul 11.2.

Tabelul 11.1

Denumirea toleranței	Simbol	
	literal	grafic
Toleranță la rectilinitate	*TFr*	
Toleranță la planitate	*TFp*	
Toleranță la circularitate	*TFc*	
Toleranță la cilindricitate	*TFl*	
Toleranță la forma dată a profilului	*TFf*	
Toleranță la forma dată a suprafeței	*TFs*	

Tabelul 11.2

Denumirea toleranței	Simbol		Denumirea toleranței	Simbol	
	literal	grafic		literal	grafic
Toleranță la paralelism	*TPl*		Toleranță la coaxialitate și la concentricitate	*TPc*	
Toleranță la perpendicularitate	*TPd*		Toleranță la simetrie	*TPs*	
Toleranță la înclinare	*TPi*		Toleranță la intersectare	*TPx*	
Toleranța bătăii radiale și a bătăii frontale	*TBr* *TBf*		Toleranță la poziția nominală	*TPp*	

ANEXA 11 (continuare)

Valorile toleranţelor de formă şi poziţie sunt prezentate în tabelele 11.3...11.6.

Toleranţe la rectilinitate, planitate, la forma profilului şi suprafeţei
(STAS 7391/1)

Toleranţa la rectilinitate
Toleranţa la planitate
Toleranţa la forma dată a profilului
Toleranţa la forma dată a suprafeţei

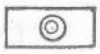
Tabelul 11.3

Dimensiunea nominală, în mm	Clasa de precizie											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
	Toleranţe, în μm											
Până la 10	0,25	0,4	0,6	1	1,6	2,3	4	6	10	16	25	40
Peste 10 până la 16	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
Peste 16 până la 25	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Peste 25 până la 40	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
Peste 40 până la 63	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Peste 63 până la 100	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Peste 100 până la 160	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Peste 160 până la 250	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Peste 250 până la 400	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
Peste 400 până la 630	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
Peste 630 până la 1000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
Peste 1000 până la 1600	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
Peste 1600 până la 2500	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
Peste 2500 până la 4000	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800

Dimensiunea nominală = lungimea laturei mai mari a suprafeţei, dacă condiţia se referă la întreaga suprafaţă sau lungimea prescrisă a suprafeţei, dacă se referă la o porţiune a suprafeţei.

ANEXA 11 (continuare)

Toleranțe la coaxialitate, la concetricitate, la simetrie, la intersectare și la bătaia radială (STAS 7391/4)

Toleranța la coaxialitate și concentricitate 

Toleranța la simetrie

Toleranța la intersectare

Toleranța la bătaia radială

Tabelul 11.4

Dimensiunea nominală, în mm	Clasa de precizie											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
	Toleranțe, în μm											
Până la 6	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Peste 6 până la 18	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
Peste 18 până la 50	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
Peste 50 până la 120	25	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
Peste 120 până la 250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
Peste 250 până la 500	4	6	10	16	25	40	60	100	150	250	400	600
Peste 500 până la 800	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800
Peste 800 până la 1200	6	10	18	25	40	60	100	160	250	450	600	1000
Peste 1250 până la 3000	8	12	25	30	50	80	120	200	300	500	800	1200

Dimensiunea nominală = diametrul suprafeței examinate sau dimensiunea dintre suprafețele care formează elementul simetric examinat.

ANEXA 11 (continuare)

Toleranţe la circularitate şi cilindricitate
(STAS 7391/2)

Toleranţa la circularitate

Toleranţa la cilindricitate

Tabelul 11.5

Dimensiunea nominală, în mm	Clasa de precizie											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
	Toleranţe, în μm											
Până la 3	0,3	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
Peste 3 până la 6	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Peste 6 până la 18	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
Peste 18 până la 50	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Peste 50 până la 120	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Peste 120 până la 260	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Peste 260 până la 500	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Peste 500 până la 800	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
Peste 800 până la 1250	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
Peste 1250 până la 2000	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400

ANEXA 11 (continuare)

Toleranțe la paralelism, la perpendicularitate, la înclinare și la bătaia frontală (STAS 7391/3)

Toleranța la paralelism //

Toleranța la perpendicularitate ⊥

Toleranța la înclinare ∠

Toleranța la bătaia frontală ↗

Tabelul 11.6

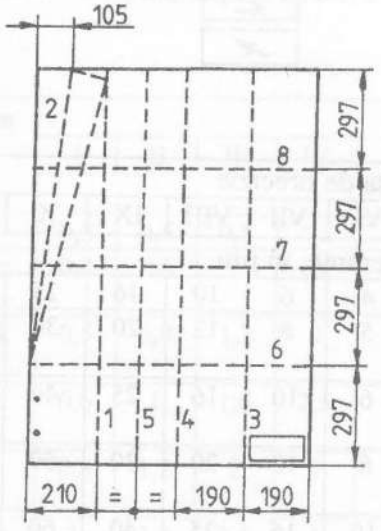
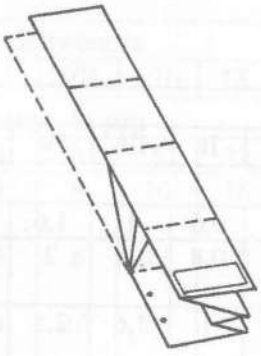
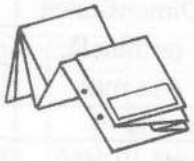
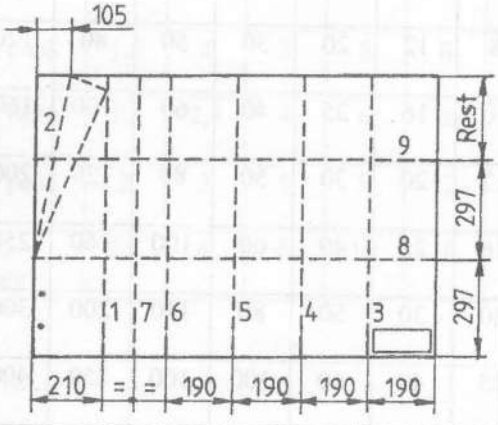
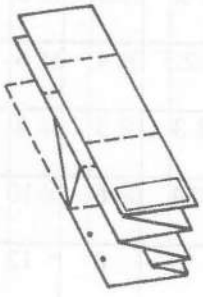
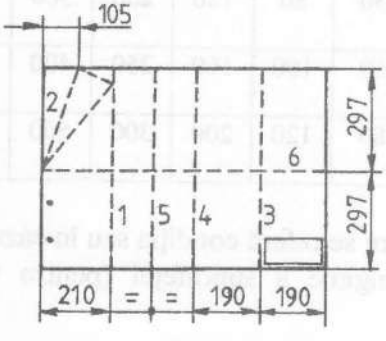
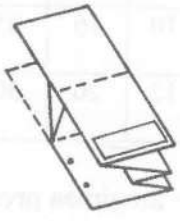
Dimensiunea nominală, în mm	Clasa de precizie											
	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
	Toleranțe, în μm											
Până la 10	0,4	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
Peste 10 până la 16	0,5	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
Peste 16 până la 25	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
Peste 25 până la 40	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
Peste 40 până la 63	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
Peste 63 până la 100	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
Peste 100 până la 160	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
Peste 160 până la 250	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
Peste 250 până la 400	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
Peste 400 până la 630	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
Peste 630 până la 1000	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
Peste 1000 până la 1600	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800
Peste 1600 până la 2500	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600	1000
Peste 2500 până la 4000	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800	1200

Dimensiunea nominală = lungimea prescrisă la care se referă condiția sau în cazul în care nu se prescrie o lungime de referință întrega lungime a suprafeței (pentru toleranța la paralelism și înclinare).

ANEXA 12

ÎMPĂTURIREA DESENELOR (Extras din STAS 74)

Desenele se împăturesc la formatul A4, considerat drept model de pliaj.
Împăturirea în scopul perforării se realizează conform schemelor din fig. 12.1.

Format	Schema de împăturire	Împăturire	
		longitudinală	transversală
A0 (841 x 1189 mm)			
			
A1 (594 x 841 mm)			

ANEXA 12 (continuare)

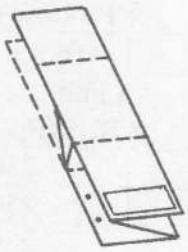
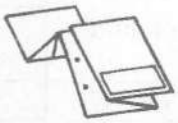
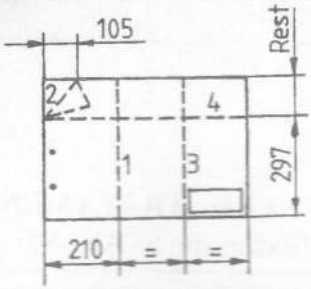
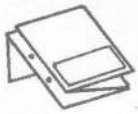
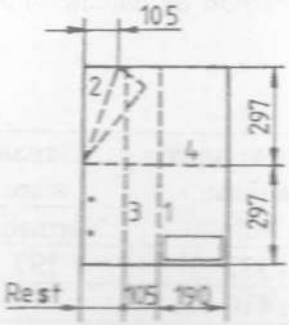
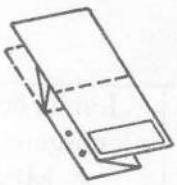
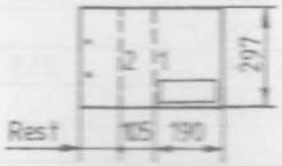
Format	Schema de împăturire	Împăturire	
		longitudinală	transversală
A1 (594 x 841 mm)			
A2 (420 x 594 mm)			
			
A3 (297 x 420 mm)			

Fig. 12.1

ANEXA 13

OŢELURI DE UZ GENERAL PENTRU CONSTRUCŢII (Extras din STAS 500/2)

Principalele caracteristici mecanice ale oţelurilor de uz general sunt prezentate în tabelul 13.1.

Tabelul 13.1

Marca oţelului	Produse cu grosimea sau diametrul **a**, mm			
	$a \leq 16$	$16 < a \leq 40$	$40 < a \leq 100$	$a \leq 100$
	Limite de curgere R_eH (R_{p02}), MPa			Rezistenţa la rupere la tracţiune R_m, MPa
OL 37	240	230	210	360...440
OL 42	260	250	230	410...490
OL 50	290	280	270	490...610
OL 60	330	320	310	590...710

Exemplu de notare a unui oţel cu rezistenţa minimă la rupere la tracţiune 490 MPa:
OL 50 STAS 500/2.

ANEXA 14

OŢELURI CARBON DE CALITATE PENTRU TRATAMENT TERMIC, DESTINATE CONSTRUCŢIEI DE MAŞINI (Extras din STAS 880)

Principalele caracteristici mecanice ale oţelurilor carbon de calitate sunt prezentate în tabelul 14.1.

Tabelul 14.1

Marca oţelului	Felul tratamentului termic*)	Limita de curgere R_{p02}, MPa	Rezistenţa la rupere la tracţiune R_m, MPa	Duritatea Brinell în stare de livrare	
				Normalizat	Recopt
OLC 15	N	225	min 373	197	149
OLC 20	N	250	min 410	-	156
	C, R	300...350	500...700		
OLC 45	N	360	min 610	235	207
	C, R	370...500	630...850		
OLC 60	N	400	min 700	255	241
	C, R	450...580	750...1000		

*) N - normalizare; C - călire; R - revenire înaltă.

Exemplu de notare pentru un oţel carbon de calitate cu cca 0,45%C:
OLC 45 STAS 880.

ANEXA 15

OȚEL CARBON TURNAT ÎN PIESE (Extras din STAS 600)

Principalele caracteristici mecanice ale oțelurilor turnate în piese sunt prezentate în tabelul 15.1.

Tabelul 15.1

Marca oțelului	Rezistența la rupere la tracțiune R_m, MPa	Limita de curgere R_{p02}, MPa	Duritatea Brinell
OT 40	390	200	110
OT 45	440	240	124
OT 50	490	270	138
OT 55	540	310	153
OT 60	590	340	169

Exemplu de notare pentru oțel carbon turnat în piese, având limita de curgere R_{p02} = 200 MPa: **OT 40 STAS 600.**

ANEXA 16

FONTĂ CENUȘIE (Extras din SR ISO 185)

Principalele caracteristici mecanice ale fontelor cenușii sunt prezentate în tabelul 16.1.

Tabelul 16.1

Marca	Rezistența la rupere la tracțiune R_m, MPa	Grosimea secțiunii piesei, în mm:	
		de la	până la și inclusiv
150	150	2,5	50
200	200	2,5	50
250	250	4,0	50

Exemplu de notare pentru fonta cenușie marca 200: **Fc 200 SR ISO 185.**

ANEXA 17

ALIAJE CUPRU-STANIU TURNATE ÎN BLOCURI (Extras din SR ISO 197/1)

Principalele caracteristici mecanice ale aliajelor Cu-Sn sunt prezentate în tabelul 17.1.

Tabelul 17.1

Marca aliajului	Rezistența la rupere la tracțiune R_m, MPa	Duritatea Brinell
CuSn 14T	220...230	75...80
CuSn 12T	220...250	80...90
CuSn 10T	220	65

Exemplu de notare pentru un aliaj Cu-Sn, având rezistența la rupere 240 MPa: **CuSn 12T STAS 197/1.**

ANEXA 18

OŢELURI PENTRU ARCURI (Extras din STAS 795)

Principalele mărci de oţeluri pentru arcuri de uz general şi domeniile lor de utilizare sunt prezentate în tabelul 18.1.

Tabelul 18.1

Marca oţelului	Utilizări principale
OLC 55A	Fabricarea arcurilor pentru solicitări mici, de tip spiral şi în foi
OLC 65A OLC 75A OLC 85A	Fabricarea arcurilor pentru solicitări mici, de tip spiral, elicoidal şi în foi

Caracteristicile mecanice ale oţelurilor pentru arcuri de uz general sunt prezentate în tabelul 18.2.

Tabelul 18.2

Marca oţelului	Limita de curgere R_{p02}, MPa (min.)	Rezistenţa la rupere la tracţiune R_m, MPa (min.)	Duritatea Brinell, în HB, pentru starea:	
			laminat (informativ)	recopt (max.)
OLC 55A	880	1080	285	229
OLC 65A	780	980	285	229
OLC 75A	880	1080	321	241
OLC 85A	980	1130	363	229

Exemplu de notare: Oţel carbon pentru arcuri cu conţinut de carbon de 0,5...0,6%: **OLC 55A STAS 795.**

ANEXA 19

SÂRMĂ DIN OŢEL CARBON DE CALITATE PENTRU ARCURI (Extras din STAS 893)

Diametrele standardizate ale sârmei sunt prezentate în tabelul 19.1

Tabelul 19.1

d	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
	1,3	1,4	1,5	1,6	1,8	2,0	2,5	3,0
Dimensiunile sunt date în mm.								

ANEXA 20

TABLE GROASE (Extras din STAS 437)

Principalele dimensiuni ale tablelor groase utilizate în construcţii mecanice sunt prezentate în tabelul 20.1.

Tabelul 20.1

Grosimea, în mm	Lăţimea, în mm											
	1000	1250	1500	1800	2000	2200	2400	2600	2800	3000	3600	4000
	Lungimi uzuale, în m											
3	2...6											
4												
5		2...6										
6												
7		4...12										
8		5...12										
9												
10		5...12										
12												
14												
15												
16												
18		6...14				6...18						
20												

Notarea se face indicând în ordine: dimensiunile şi clasa de abateri, numărul standardului, marca de oţel şi standardul acestuia.

Exemplu: **10x2200x12A STAS 437/OL 42.2-k STAS 500/2.**

ANEXA 21

OŢEL LAMINAT LA CALD. OŢEL ROTUND (Extras din STAS 333)

Dimensiunile oţelului rotund laminat la cald sunt prezentate în tabelul 21.1.

Tabelul 21.1

d	10	12	14	15	16	18	19	20	22
	24	25	28	30	32	34	36	38	40
Dimensiunile sunt date în mm.									

d - reprezintă diametrul exterior al barei.

ANEXA 22

ŢEVI DIN OŢEL FĂRĂ SUDURĂ, TRASE SAU LAMINATE LA RECE (Extras din STAS 530/1)

Dimensiunile ţevilor din oţel fără sudură, trase sau laminate la rece sunt prezentate în tabelul 22.1.

Tabelul 22.1

Diametrul exterior	Grosimea peretelui								
	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0
10									
12									
14									
15									
16									
18									
20									
22									
25									
28									
30									
32									
35									
38									
40									

Dimensiunile sunt date în mm.

Notarea ţevilor din oţel fără sudură, trase sau laminate la rece, cu destinaţie comercială, se realizează indicând diametrul exterior în mm, grosimea peretelui în mm, marca de oţel şi standardul acestuia.

Exemplu: **Ţeavă comercială 40x5/OLT 45 STAS 530/1.**

O altă modalitate de notare presupune indicarea lungimii de fabricaţie, pe lângă diametrul exterior şi grosimea peretelui.

Exemplu: **Ţeavă comercială 40x5x2000/OLT 45 STAS 530/1** sau **Ţeavă comercială 40x5x1250 multiplu/OLT 45,** dacă lungimea este multiplu de 1250.

ANEXA 23

FILETE METRICE ISO DE UZ GENERAL (Extras din SR ISO 724)

Forma şi dimensiunea filetelor metrice sunt prezentate în fig. 23.1 şi tabelul 23.1.

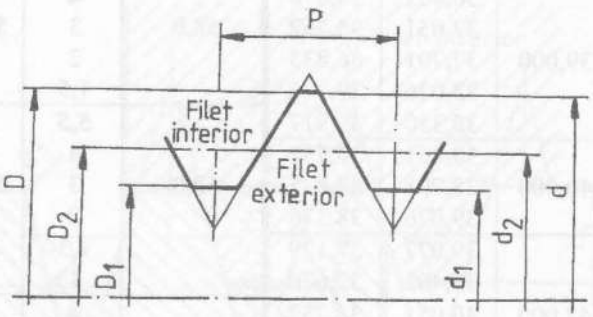


Fig. 23.1

Tabelul 23.1

Diametrul nominal al filetului d	Pasul P	Dimensiuni nominale D = d	$D_2 = d_2$	$D_1 = d_1$	Diametrul nominal al filetului d	Pasul P	Dimensiuni nominale D = d	$D_2 = d_2$	$D_1 = d_1$
17,0	**1,5**	17,000	16,026	15,376		**3**		25,051	23,752
	1		16,350	15,917		2		25,701	24,835
	2,5		16,376	15,294	27,0	1,5	27,000	26,026	25,376
	2		16,701	15,835		1		26,350	25,917
18,0	1,5	18,000	17,026	16,376		0,75		26,513	26,188
	1		17,350	16,917		**2**		26,701	25,835
	0,75		17,513	17,188	28,0	1,5	28,000	27,026	26,376
	0,5		17,675	17,459		1		27,350	26,917
	2,5		18,376	17,294		**3,5**		27,727	26,211
	2		18,701	17,835		3		28,051	26,752
20,0	1,5	20,000	19,026	18,376	30,0	2	30,000	28,701	27,835
	1		19,350	18,917		1,5		29,026	28,376
	0,75		19,513	19,188		1		29,350	28,917
	0,5		19,675	19,459		0,75		29,513	29,188
	2,5		20,376	19,294	32,0	**2**	32,000	30,701	29,835
	2		20,701	19,835		1,5		31,026	30,376
22,0	1,5	22,000	21,026	20,376		**3,5**		30,727	29,211
	1		21,350	20,917		3		31,051	29,752
	0,75		21,513	21,188	33,0	2	33,000	31,701	30,835
	0,5		21,675	21,459		1,5		32,026	31,376
	3		22,051	20,752		1		32,350	31,917
	2		22,701	21,835		0,75		32,513	32,188
24,0	1,5	24,000	23,026	22,376	35,0	**1,5**	35,000	34,026	33,376
	1		23,350	22,917		**4**		33,402	31,670
	0,75		23,513	23,188		3		34,051	32,752
	2		23,701	22,835	36,0	2	36,000	34,701	33,835
25,0	1,5	25,000	24,026	23,376		1,5		35,026	34,376
	1		24,350	23,917		1		35,350	34,917
26,0	**1,5**	26,000	25,026	24,376	38,0	**1,5**	38,000	37,026	36,376

ANEXA 23 (continuare)

Tabelul 23.1 (continuare)

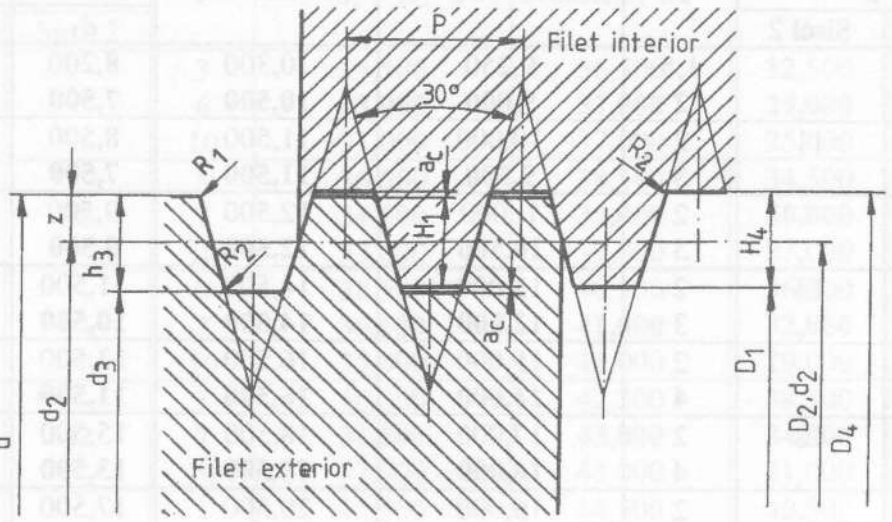
Diametrul nominal al filetului d	Pasul P	Dimensiuni nominale			Diametrul nominal al filetului d	Pasul P	Dimensiuni nominale		
		D = d	$D_2 = d_2$	$D_1 = d_1$			D = d	$D_2 = d_2$	$D_1 = d_1$
	4		36,402	34,670		**4**		55,402	53,670
	3		37,051	35,752	58,0	3	58,000	56,051	54,752
39,0	2	39,000	37,701	36,835		2		56,701	55,835
	1,5		38,026	37,376		1,5		57,026	56,376
	1		38,350	37,917		**5,5**		56,428	54,046
	3		38,051	36,752		4		57,402	55,670
40,0	2	40,000	38,701	37,835	60,0	3	60,000	58,051	56,752
	1,5		39,026	38,376		2		58,701	57,835
	4,5		39,077	37,129		1,5		59,026	58,376
	4		39,402	37,670		1		59,350	58,917
42,0	3	42,000	40,051	38,752		**4**		59,402	57,670
	2		40,701	39,835	62,0	3	62,000	60,051	58,752
	1,5		41,026	40,376		2		60,701	59,835
	1		41,350	40,917		1,5		61,026	60,376
	4,5		42,077	40,129		**6**		60,103	57,505
	4		42,402	40,670		4		61,402	59,670
45,0	3	45,000	43,051	41,752	64,0	3	64,000	62,051	60,752
	2		43,701	41,835		2		62,701	61,835
	1,5		44,026	43,376		1,5		63,026	62,376
	1		44,350	43,917		1		63,350	62,917
	5		44,752	42,587		**4**		62,402	60,670
	4		45,402	43,670	65,0	3	65,000	63,051	61,752
48,0	3	48,000	46,051	44,752		2		63,701	62,835
	2		46,701	45,835		1,5		64,026	63,376
	1,5		47,026	46,376		**6**		64,103	61,505
	1		47,350	46,917		4		65,402	63,670
	3		48,051	46,752	68,0	3	68,000	66,051	64,752
50,0	2	50,000	48,701	47,835		2		66,701	65,835
	1,5		49,026	48,376		1,5		67,026	66,376
	5		48,752	46,587		1		67,350	66,917
	4		49,402	47,670		**6**		66,103	63,505
52,0	3	52,000	50,051	48,752		4		67,402	65,670
	2		50,701	49,835	70,0	3	70,000	68,051	66,752
	1,5		51,026	50,376		2		68,701	67,835
	1		51,350	50,917		1,5		69,026	68,376
	4		52,402	50,670		**6**		68,103	65,505
55,0	3	55,000	53,051	51,752		4		69,402	67,670
	2		53,701	52,835	72,0	3	72,000	70,051	68,752
	1,5		54,026	53,376		2		70,701	69,835
	5,5		52,428	50,046		1,5		71,026	70,376
	4		53,402	51,670		1		71,350	70,917
56,0	3	56,000	54,051	52,752		**4**		72,402	70,670
	2		54,701	53,835	75,0	3	75,000	73,051	71,752
	1,5		55,026	54,376		2		73,701	72,835
	1		55,350	54,917		1,5		74,026	73,376

Dimensiunile sunt date în mm.

ANEXA 24

FILETE METRICE TRAPEZOIDALE ISO (Extras din SR ISO 2904)

Elementele şi dimensiunile profilului nominal al filetului exterior şi al filetului interior sunt prezentate în fig. 24.1 şi tabelele 24.1 şi 24.2.



$H_1 = 0{,}5P$
$H_4 = h_3 = H_1 + a_c = 0{,}5P + a_c$
$z = 0{,}25P = H_1/2$
$R_{1max} = 0{,}5a_c$
$R_{2max} = a_c$

d - diametrul nominal al filetului
$d_2 = D_2 = d - 0{,}5P$
$d_3 = d - 2h_3 = d - P - 2a_c$
$D_1 = d - P$
$D_4 = d + 2a_c$
a_c - jocul la fundul filetului

Fig. 24.1

Tabelul 24.1

P	a_c	$H_4 = h_3$	R_{1max}	R_{2max}
1,5	0,15	0,9	0,075	0,15
2	0,25	1,25	0,125	0,25
3		1,75		
4		2,25		
5		2,75		
6	0,5	3,5	0,25	0,5
7		4		
8		4,5		
9		5		
10		5,5		
12		6,5		
14	1	8	0,5	1

ANEXA 24 (continuare)

Tabelul 24.2

Diametrul nominal d		Pasul P	Diametrul mediu $d_2 = D_2$	Diametrul exterior D_4	Diametrul interior	
Şirul 1	Şirul 2				d_3	D_1
10		1,5	9,250	10,300	8,200	8,500
		2	**9,000**	**10,500**	**7,500**	**8,000**
	11	2	10,000	11,500	8,500	9,000
		3	**9,500**	**11,500**	**7,500**	**8,000**
		2	1 ,000	12,500	9,500	10,000
12		**3**	**10,500**	**12,500**	**8,500**	**9,000**
	14	2	13,000	14,500	11,500	12,000
		3	**12,500**	**14,500**	**10,500**	**11,000**
		2	15,000	16,500	13,500	14,000
16		**4**	**14,000**	**16,500**	**11,500**	**12,000**
	18	2	17,000	18,500	15,500	16,000
		4	**16,000**	**18,500**	**13,500**	**14,000**
		2	19,000	20,500	17,500	18,000
20		**4**	**18,000**	**20,500**	**15,500**	**16,000**
		3	20,500	22,500	18,500	19,000
	22	**5**	**19,500**	**22,500**	**16,500**	**17,000**
		8	18,000	23,000	13,000	14,000
		3	22,500	24,500	20,500	21,000
24		**5**	**21,500**	**24,500**	**18,500**	**19,000**
		8	20,000	25,000	15,000	16,000
		3	24,500	26,500	22,500	23,000
	26	**5**	**23,500**	**26,500**	**20,500**	**21,000**
		8	22,000	27,00	17,000	18,000
		3	26,500	28,500	24,500	25,000
28		**5**	**25,500**	**28,500**	**22,500**	**23,000**
		8	24,000	29,000	19,000	20,000
		3	28,500	30,500	26,500	27,000
	30	**6**	**27,000**	**31,000**	**23,000**	**24,000**
		10	25,000	31,000	19,000	20,000
		3	30,500	32,500	28,500	29,000
32		**6**	**29,000**	**33,000**	**25,000**	**26,000**
		10	27,000	33,000	21,000	22,000
		3	32,500	34,500	30,500	31,000
	34	**6**	**31,000**	**35,000**	**27,000**	**28,000**
		10	29,000	35,000	23,000	24,000

ANEXA 24 (continuare)

Tabelul 24.2 (continuare)

Diametrul nominal d		Pasul P	Diametrul mediu $d_2 = D_2$	Diametrul exterior D_4	Diametrul interior	
Şirul 1	Şirul 2				d_3	D_1
		3	34,500	36,500	32,500	33,000
36		**6**	**33,000**	**37,000**	**29,000**	**30,000**
		10	31,000	37,000	25,000	26,000
		3	36,500	38,500	34,500	35,000
	38	**7**	**34,500**	**39,000**	**30,000**	**31,000**
		10	33,000	39,000	27,000	28,000
		3	38,500	40,500	36,500	37,000
40		**7**	**36,500**	**41,000**	**32,000**	**33,000**
		10	35,000	41,000	29,000	30,000
		3	40,500	42,500	38,500	39,000
	42	**7**	**38,500**	**43,000**	**34,000**	**35,000**
		10	37,000	43,000	31,000	32,000
		3	42,500	44,500	40,500	41,000
44		**7**	**40,500**	**45,000**	**36,000**	**37,000**
		12	38,000	45,000	31,000	32,000
		3	44,500	46,500	42,500	43,000
	46	**8**	**42,000**	**47,000**	**37,000**	**38,000**
		12	40,000	47,000	33,000	34,000
		3	46,500	48,500	44,500	45,000
48		**8**	**44,000**	**49,000**	**39,000**	**40,000**
		12	42,000	49,000	35,000	36,000
		3	48,500	50,500	46,500	47,000
	50	**8**	**46,000**	**51,000**	**41,000**	**42,000**
		12	44,000	51,000	37,000	38,000
		3	50,500	52,500	48,500	49,000
52		**8**	**48,000**	**53,000**	**43,000**	**44,000**
		12	46,000	53,000	39,000	40,000
		3	53,500	55,500	51,500	52,000
	55	**9**	**50,500**	**56,000**	**45,000**	**46,000**
		14	48,000	57,000	39,000	41,000
		3	58,500	60,500	56,500	57,000
60		**9**	**55,500**	**61,000**	**50,000**	**51,000**
		14	53,000	62,000	44,000	46,000

ANEXA 24 (continuare)

Tabelul 24.2 (continuare)

Diametrul nominal d		Pasul P	Diametrul mediu $d_2 = D_2$	Diametrul exterior D_4	Diametrul interior	
Şirul 1	Şirul 2				d_3	D_1
		4	63,000	65,500	60,500	61,000
	65	**10**	**60,000**	**66,000**	**54,000**	**55,000**
		16	57,000	67,000	47,000	49,000
		4	68,000	70,500	65,500	66,000
70		**10**	**65,000**	**71,000**	**59,000**	**60,000**
		16	62,000	72,000	52,000	54,000
		4	73,000	75,500	70,500	71,000
	75	**10**	**70,000**	**76,000**	**64,000**	**65,000**
		16	67,000	77,000	57,000	59,000
		4	78,000	80,500	75,500	76,000
80		**10**	**75,000**	**81,000**	**69,000**	**70,000**
		16	72,000	82,000	62,000	64,000
		4	83,000	85,500	80,500	81,000
	85	**12**	**79,000**	**86,000**	**72,000**	**73,000**
		18	76,000	87,000	65,000	67,000
		4	88,000	90,500	85,500	86,000
90		**12**	**84,000**	**91,000**	**77,000**	**78,000**
		18	81,000	92,000	70,000	72,000
		4	93,000	95,500	90,500	91,000
	95	**12**	**89,000**	**96,000**	**82,000**	**83,000**
		18	86,000	97,000	75,000	77,000

Dimensiunile sunt date în mm.

ANEXA 25

TOLERANȚE PENTRU FILETE TRAPEZOIDALE METRICE (Extras din SR ISO 2903)

Alegerea toleranțelor pentru filete trapezoidale metrice și notarea acestora este dată în SR ISO 2903. Se specifică faptul că simbolul care indică toleranța se referă doar la toleranța la diametrul mediu. La diametrele de vârf (D_1, respectiv d) nu este necesară înscrierea toleranțelor deoarece este specificată doar o treaptă de precizie (treapta 4) și poziția toleranței este aceeași.

Pentru alegerea și notarea corectă a toleranțelor filetului trebuie parcurse etapele prezentate în continuare.

Poziția toleranțelor în raport cu linia zero (dimensiuni de bază) este prezentată în fig. 25.1.

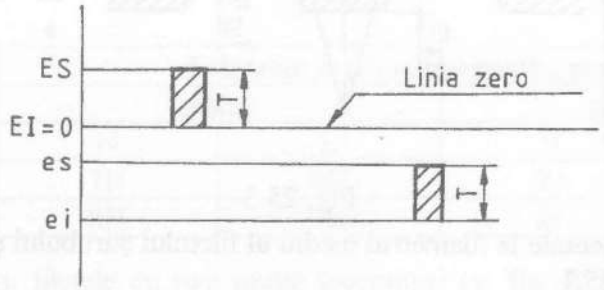


Fig. 25.1

Practic, pozițiile toleranțelor sunt standardizate pentru diametrul mediu:

- în cazul filetului piuliței, poziția toleranței H, cu abatere fundamentală zero, este prezentată în fig. 25.2, cu mențiunea că poziția toleranței la diametrul interior D_1 și la cel exterior D_4 este totdeauna H, respectiv cu abaterea fundamentală zero;

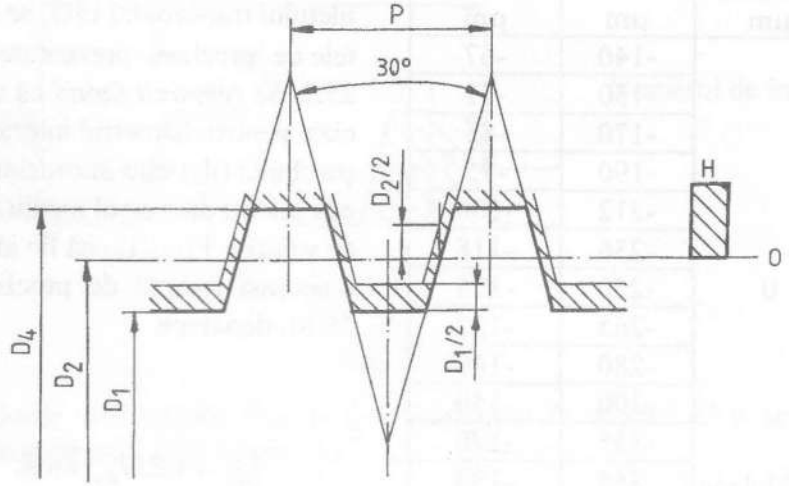


Fig. 25.2

- în cazul filetului șurubului, poziția toleranțelor c și e, cu abatere fundamentală negativă, este prezentată în fig. 25.3, cu mențiunea că poziția toleranței la diametrul

ANEXA 25 (continuare)

exterior d şi la cel interior d_3 este întotdeauna h, respectiv cu abatere fundamentală zero, independent de poziţia toleranţei la diametrul mediu.

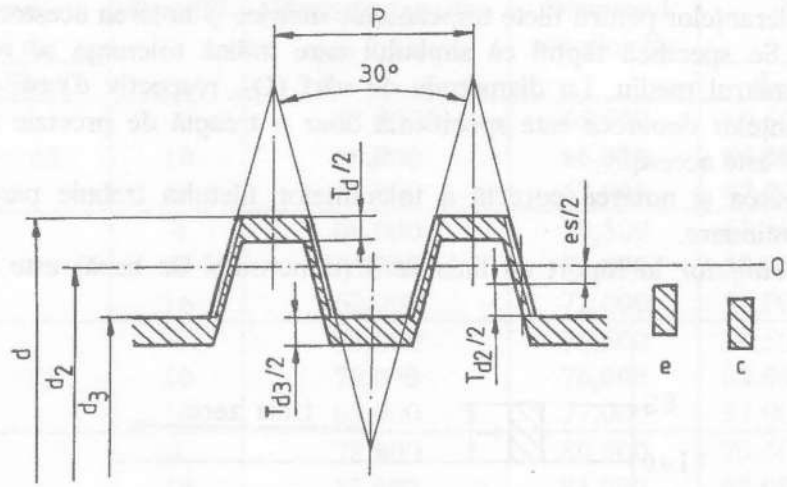


Fig. 25.3

Abaterile fundamentale la diametrul mediu al filetului şurubului şi la cel al piuliţei sunt prezentate în tabelul 25.1.

Tabelul 25.1

Pasul P	Abateri fundamentale		
	Piuliţă	Şurub	
	D_2	d_2	
	H, EI	c, es	e, es
mm	μm	μm	μm
1,5	0	-140	-67
2		-150	-71
3		-170	-85
4		-190	-95
5		-212	-106
6		-236	-118
7		-250	-125
8		-265	-132
9		-280	-140
10		-300	-150
12		-335	-170
14		-355	-180
16		-375	-190
18		-400	-200
20		-425	-212

Pentru definirea mărimii câmpurilor de toleranţe, pentru diversele diametre ale filetului trapezoidal ISO, se stabilesc treptele de precizie, prezentate în tabelul 25.2. *Se remarcă faptul* că treapta de precizie pentru diametrul interior al filetului şurubului (d_3) este întotdeauna aceeaşi cu cea pentru diametrul mediu (d_2), fără însă ca valorile T_{d3} şi T_{d2} să fie identice pentru o aceeaşi treaptă de precizie (v. tabelul 25.8), deoarece

$$T_{d_3} = 1{,}25T_{d_2} + |es|. \qquad (1)$$

ANEXA 25 (continuare)

Tabelul 25.2

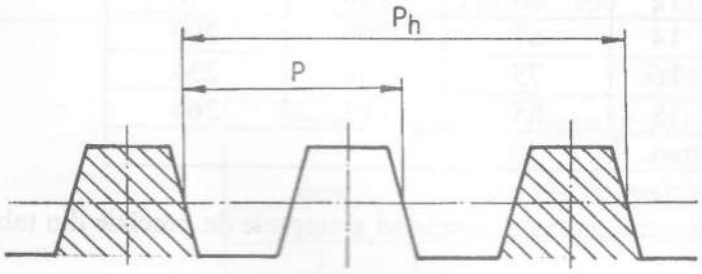
Diametre	Treapta de precizie
Diametrul interior al filetului piuliței D_1	4
Diametrul exterior al filetului șurubului d	
Diametrul mediu al filetului piuliței D_2	7; 8; 9
Diametrul mediu al filetului șurubului d_2	
Diametrul interior al filetului șurubului d_3	

Toleranțele trebuie alese în funcție de clasele de precizie (tabelul 25.3) și lungimile de înșurubare: normale (N) și lungi (L) (tabelul 25.4). Dacă lungimea de înșurubare nu este cunoscută, se recomandă lungimea N.

Tabelul 25.3

Clasă de precizie	Toleranțe la diametrul mediu, pentru			
	piulițe		șuruburi	
	N	L	N	L
Mijlocie	7H	8H	7e	8e
Grosolană	8H	9H	8c	9c

Toleranțele pentru filetele cu mai multe începuturi (v. fig. 25.4) sunt egale cu cele pentru filetele cu un singur început, cu excepția toleranțelor la diametrul mediu, care sunt mărite.



$$\text{Numărul de începuturi} = \frac{P_h}{P}$$

Fig. 25.4

Astfel, valorile toleranțelor T_{D2} și T_{d2} specificate în tabelul 25.6 se stabilesc prin înmulțirea cu factorii indicați în tabelul 25.5.

Tabelul 25.5

Număr de începuturi	2	3	4	5 și peste
Factor de multiplicare	1,12	1,25	1,4	1,6

ANEXA 25 (continuare)

Tabelul 25.4

Diametrul exterior de bază d		Pasul P	Lungimi de înşurubare l		
			N		L
de la (exclusiv)	până la (inclusiv)		de la (exclusiv)	până la (inclusiv)	peste (exclusiv)
11,2	22,4	2	8	24	24
		3	11	32	32
		4	15	43	43
		5	18	53	53
		8	30	85	85
22,4	45	3	12	36	36
		5	21	63	63
		6	25	75	75
		7	30	85	85
		8	34	100	100
		10	42	125	125
		12	50	150	150
45	90	3	15	45	45
		4	19	56	56
		8	38	118	118
		9	43	132	132
		10	50	140	140
		12	60	170	170
		14	67	200	200
		16	75	236	236
		18	85	265	265
Dimensiunile sunt date în mm.					

Toleranţele pentru diametrele caracteristice, urmărind şi treptele de precizie din tabelul 25.2, sunt prezentate tabelar:

- toleranţele la diametrul mediu, pentru filetele piuliţei (TD_2) şi cele ale şurubului (Td_2), sunt date în tabelul 25.6, pentru treptele de precizie 7, 8 şi 9;
- toleranţele la diametrul interior al piuliţei (TD_1) şi la diametrul exterior al şurubului (Td) sunt date în tabelul 25.7, pentru ambele fiind prevăzută aceeaşi treaptă de precizie 4;
- toleranţele la diametrul interior (Td_3), pentru câmpurile de toleranţă **c** şi **e**, în treptele de precizie 7, 8 şi 9, sunt date în tabelul 25.8.

ANEXA 25 (continuare)

Tabelul 25.6

Diametrul exterior de bază d, mm		Pasul P, mm	Toleranța, μm					
			TD_2			Td_2		
de la (exclusiv)	până la (inclusiv)		Trepte de precizie					
			7	8	9	7	8	9
11,2	22,4	2	265	335	425	200	250	315
		3	300	375	475	224	280	335
		4	355	450	560	265	335	400
		5	375	475	600	280	355	450
		8	475	600	750	355	450	560
22,4	45	3	335	425	530	250	315	400
		5	400	500	630	300	375	475
		6	450	560	710	335	425	530
		7	475	600	750	355	450	560
		8	500	630	800	375	475	600
		10	530	670	850	400	500	630
		12	560	710	900	425	530	710
45	90	3	355	450	560	265	335	425
		4	400	500	630	300	375	475
		8	530	670	850	400	500	630
		9	560	710	900	425	530	670
		10	560	710	900	425	530	670
		12	630	800	1000	475	600	750
		14	670	850	1060	500	630	800
		16	710	900	1120	530	670	850
		18	750	950	1180	560	710	900

Tabelul 25.7

Pasul P, mm	Toleranța, μm	
	TD_1	Td
	Treapta de precizie 4	
2	236	180
3	315	236
4	375	300
5	450	335
6	500	375
7	560	425
8	630	450
9	670	500
10	710	530
12	800	600
14	900	670
16	1000	710
18	1120	800

Anexa 25 (continuare)

Tabelul 25.8

Diametrul exterior de bază d, mm		Pasul P, mm	Toleranţa Td_3, μm					
			Poziţia câmpului de toleranţă la diametrul mediu					
			c			e		
de la (exclusiv)	până la (inclusiv)		Trepte de precizie					
			7	8	9	7	8	9
11,2	22,4	2	400	462	544	321	383	465
		3	450	520	614	365	435	529
		4	521	609	690	426	514	595
		5	562	656	775	456	550	669
		8	709	828	965	576	695	832
22,4	45	3	482	564	670	397	479	585
		5	587	681	806	481	575	700
		6	655	767	899	537	649	781
		7	694	813	950	569	688	825
		8	734	859	1015	601	726	882
		10	800	925	1087	650	775	937
		12	866	998	1223	691	823	1048
45	90	3	501	589	701	416	504	616
		4	565	659	784	470	564	689
		8	765	890	1052	632	757	919
		9	811	943	1118	671	803	978
		10	831	963	1138	681	813	988

Exemplu de determinare (alegere şi notare a toleranţelor)

Ajustajul filetat este

Tr 40x7 - 7H/8e

■ *Filetul şurubului* Tr 40x7 - 8e $\begin{pmatrix} es \\ es - T^{*)} \end{pmatrix}$

- diametrul exterior: $\varnothing\ 40^{0}$ - 0,425, es = 0 pentru câmpul de toleranţe h, Td = 0,425 - v. tabelul 25.7;
- diametrul mediu: ∅ 36,5 - 0,600, es = -0,125, pentru câmpul de toleranţe e (v. tabelul 25.1), Td_2 = 0,475 mm (v. tabelul 25.6);
- diametrul interior: $\varnothing\ 32^{0}_{-0,726}$, es = 0, pentru câmpul de toleranţe h, Td_3 = 0,726 mm (v. relaţia (1) şi tabelul 25.8).

■ *Filetul piuliţei* Tr 40x7 - 7H $\begin{pmatrix} EI + T^{*)} \\ EI \end{pmatrix}$; EI = 0 (v. fig. 25.1)

- diametrul interior: $\varnothing\ 33_0^{+0,560}$, TD_1 - v. tabelul 25.7.
- diametrul mediu: $\varnothing\ 36{,}5_0^{+0,475}$, TD_2 - v. tabelul 25.6.

*) T - mărimea toleranţei referitoare la diametrul la care se calculează abaterile.

ANEXA 26

IEŞIREA ŞI DEGAJAREA FILETULUI. FILET TRAPEZOIDAL (Extras din STAS 3508/5)

Forma şi dimensiunile ieşirii şi degajării filetului trapezoidal sunt prezentate în fig. 26.1 şi tabelul 26.1.

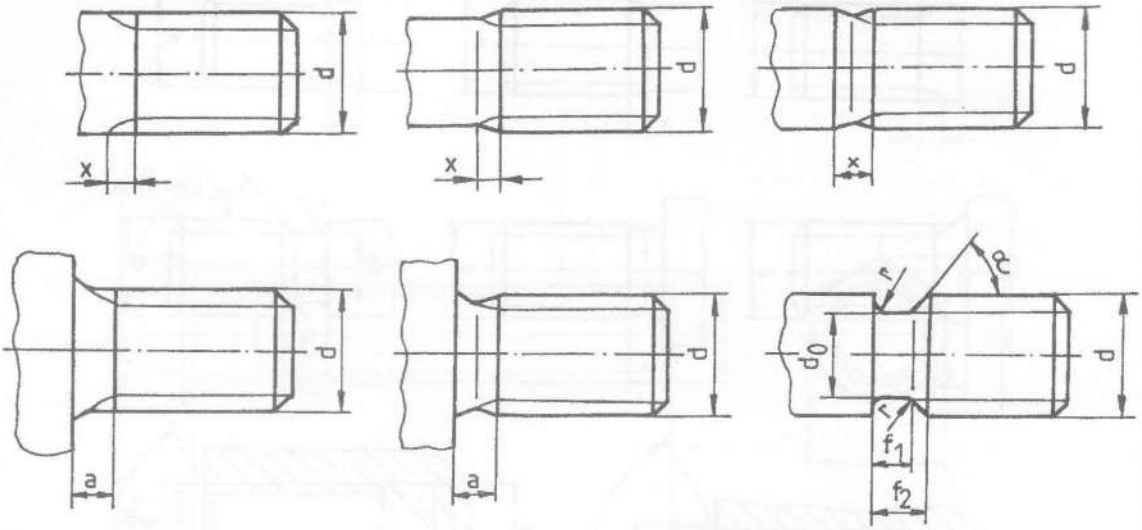


Fig. 26.1

Tabelul 26.1

Pasul P	Ieşirea filetului x (2,5P)	Lungimea părţii nefiletate a (2,5P)	Degajarea filetului		d_0 h13	r
			f_1 (2P)	f_2 (3P)		
1,5	3,8	3,8	3	4,5	Valoarea minimă a diametrului interior al filetului conform SR ISO 2904	0,6
2	5	5	4	6		
3	7,5	7,5	6	9		1,6
4	10	10	8	12		
5	12,5	12,5	10	15		
6	15	15	12	18		2,5
7	17,5	17,5	14	21		
8	20	20	16	24		
9	22,5	22,5	18	27		4
10	25	25	20	30		
12	30	30	24	36		
14	35	35	28	42		6
16	40	40	32	48		
18	45	45	36	54		
20	50	50	40	60		8

Dimensiunile sunt date în mm.

ANEXA 27

IEŞIREA ŞI DEGAJAREA FILETULUI. FILET METRIC ISO DE UZ GENERAL (Extras din STAS 3508/1)

Forma şi dimensiunile ieşirii şi degajării filetului metric ISO de uz general sunt prezentate în fig. 27.1 şi tabelele 27.1, 27.2.

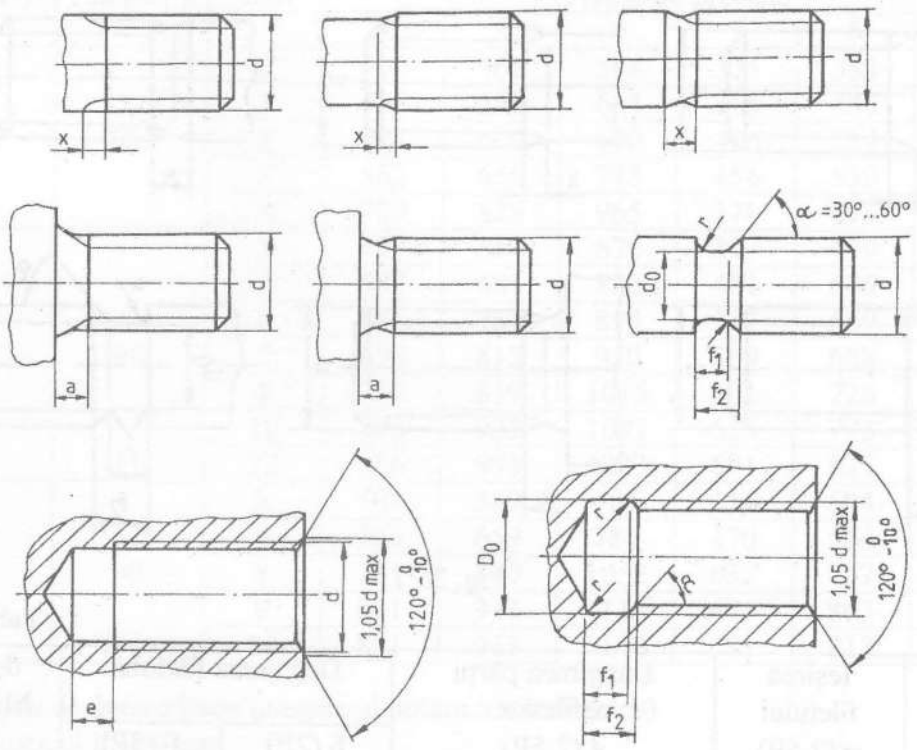


Fig. 27.1

FILET EXTERIOR — Tabelul 27.1

Ieşirea filetului x		Lungimea părţii nefiletate **a**			Degajarea filetului			
					f_1		f_2	
x_1 (normală)	x_2 (scurtă)	a_1 (normală)	a_2 (scurtă)	a_3 (lungă)	normală	scurtă	normală	scurtă
≈2,5P	≈1,25P	≈3P	≈2P	≈4P	≈2P	≈1P	≈3,5P	≈2,5P

FILET INTERIOR — Tabelul 27.2

Lungimea părţii nefiletate **e**			Degajarea filetului				
			f_1		f_2		r
e_1 (normală)	e_2 (scurtă)	e_3 (lungă)	normală	scurtă	normală	scurtă	
(6,3...4)P	(4...2,5)P	(10...6,3)P	≈4P	≈2,5P	≈6P	≈4P	≈0,5P

NOTĂ: P = pasul filetului.

d_0 = valoarea minimă a diametrului interior al filetului conform SR ISO 2904.

$D_0 = (d+1)$ pentru P = 1,5...5, $D_0 = (d+1,5)$ pentru P = 6...12.

ANEXA 28

ŞURUB CU CAP HEXAGONAL FILETAT PÂNĂ SUB CAP (Extras din SR ISO 4017)

Forma şi dimensiunile şuruburilor cu cap hexagonal mic, filetate până sub cap, sunt prezentate în fig. 28.1 şi tabelul 28.1.

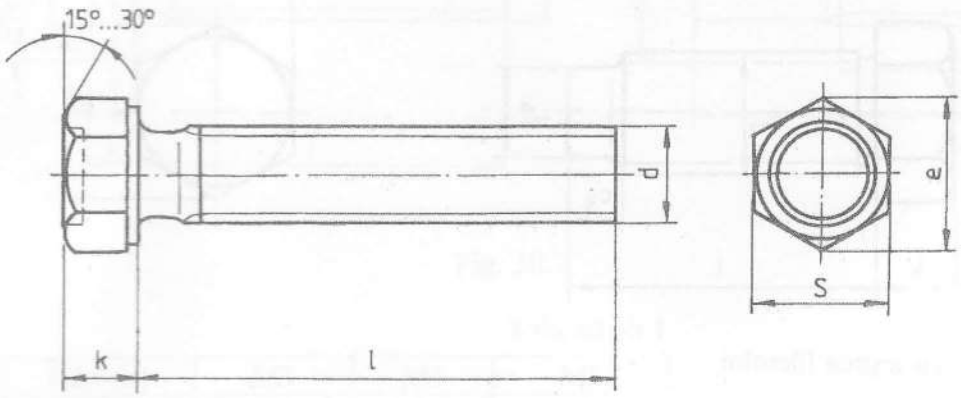


Fig. 28.1

Tabelul 28.1

Filet (d)	e_{min}	k	S	l	12	14	16	20	25	30	35	40	45	50
M6	10,1	3,8	9											
M8	12,12	5,3	11											
M10	14,38	6,4	13											

Dimensiunile sunt date în mm.

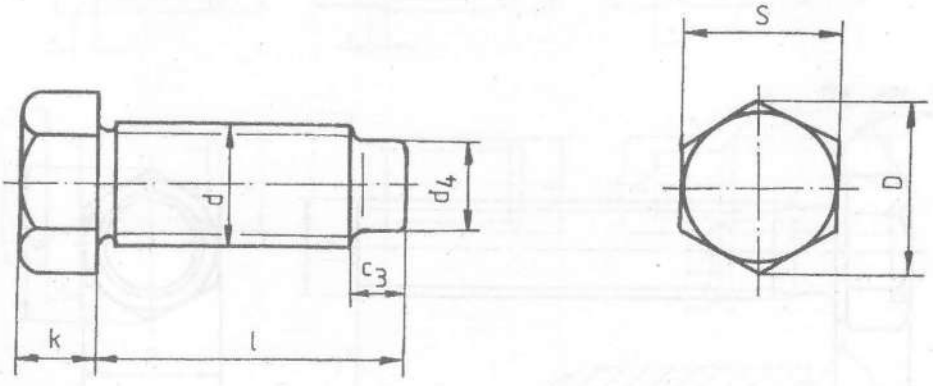
Exemplu de notare a unui şurub cu filet M8 şi lungimea l = 20 mm:
Şurub M8x20 SR ISO 4017

ANEXA 29

ŞURUB CU CAP HEXAGONAL MIC ŞI CU CEP CILINDRIC (Extras din STAS 5259)

Forma şi dimensiunile şuruburilor cu cap hexagonal mic şu cep cilindric sunt prezentate în fig. 29.1 şi tabelul 29.1.

Tip A, cu degajarea filetului



Tip B, cu ieşirea filetului

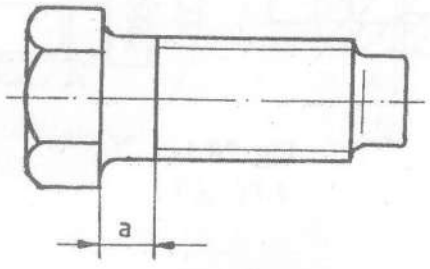


Fig. 29.1

Tabelul 29.1

Filet (d)		S	D	k	a	d_4	c_3
M8	M8x1	12	13,25	5,5	3,5...4	6	5
M10	M10x1,25	14	15,51	7	3,5...5,5	7	5,5
M12	M12x1,5	17	18,90	8	4...6	9	7
l		16	18	20	25	30	32
Dimensiunile sunt date în mm.							

Exemplu de notare a unui şurub cu cap hexagonal mic şi cu cep cilindric, cu filet M12 şi lungimea l = 30mm, executat din material din grupa 8.8:

Şurub B-M12x30 STAS 5259 grupa 8.8

ANEXA 30

ŞURUB CU CAP CILINDRIC CRESTAT (Extras din STAS 7517)

Forma şi dimensiunile şuruburilor cu cap cilindric crestat sunt prezentate în fig. 30.1 şi tabelul 30.1.

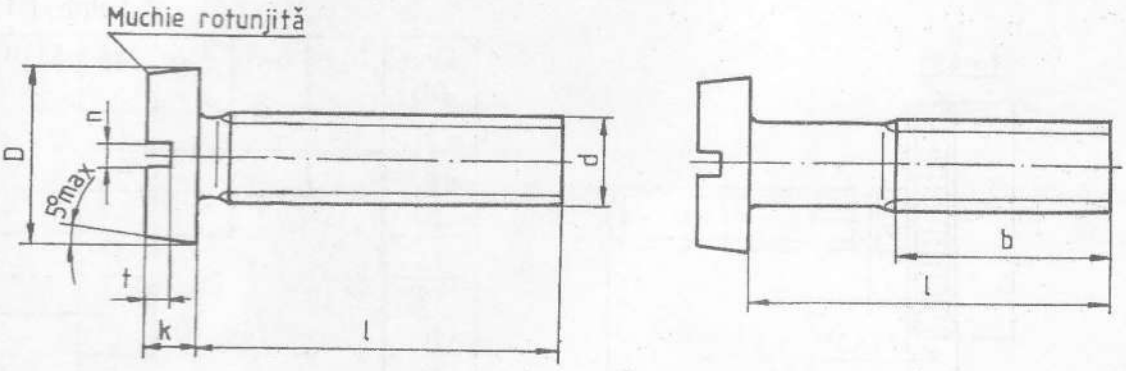


Fig. 30.1

Tabelul 30.1

Filet (d)		M3	M4	M5
D		5,5	7	8,5
k		2	2,6	3,3
n		0,8	1	1,2
t	max	1,3	1,6	2
	min	0,9	1,2	1,5
l				
10				
12				
14				
16				
18				
20				
22				
25				
30				
35				
Dimensiunile sunt date în mm.				

Exemplu de notare a unui şurub M4 şi lungimea l = 16 mm, executat din material din grupa 5.8:

Şurub M4x16 STAS 7517 grupa 5.8.

ANEXA 31

ŞURUBURI CU CAP STRIAT (Extras din STAS 5302)

Forma şi dimensiunile şuruburilor cu cap striat sunt prezentate în fig. 31.1 şi tabelele 31.1, 31.2.

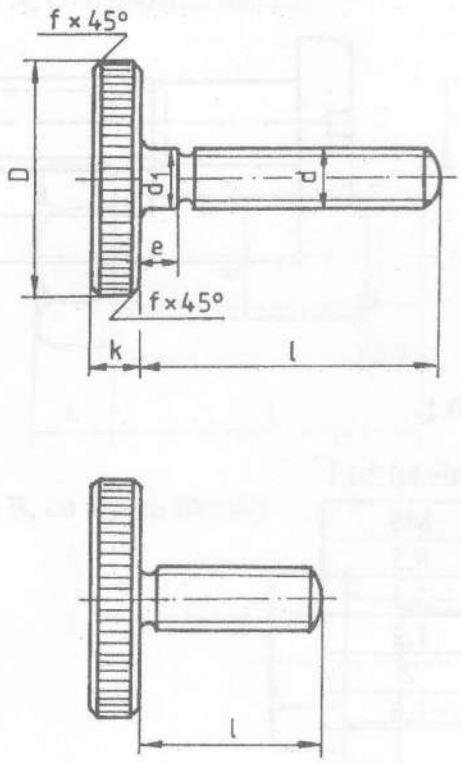


Fig. 31.1

Tabelul 31.1

Filet (d)	M4	M5	M6	M8	M10
1					
8					
10					
12					
13					
16					
18					
20					
(22)					
25					
(28)					
30					
(32)					
35					

Dimensiunile sunt date în mm.

Tabelul 31.2

Filet (d)	D	d_1	k	e
M4	16	4	3,5	3
M5	20	5	4	3
M6	24	6	5	4
M8, M8x1	30	8	6	5
M10, M10x1,25	36	10	8	6

Dimensiunile sunt date în mm.

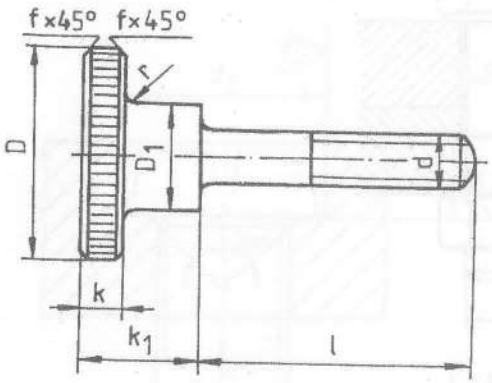
Exemplu de notare a unui şurub cu cap striat, cu filet M5, cu lungimea l = 25 mm şi caracteristici mecanice conform grupei 8.8:

Şurub M5x25 STAS 5302 grupa 8.8.

ANEXA 32

ŞURUBURI CU CAP STRIAT ŞI GULER (Extras din STAS 5303)

Forma şi dimensiunile şuruburilor cu cap striat şi guler sunt prezentate în fig. 32.1 şi tabelele 32.1, 32.2.



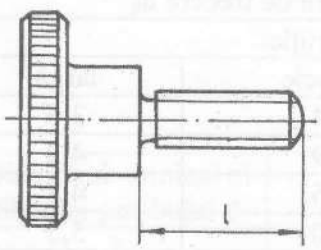


Fig. 32.1

Tabelul 32.1

Filet (d)	M4	M5	M6	M8	M10
1					
5					
6					
8					
10					
12					
14					
16					
18					
20					
(22)					
25					
(28)					
30					
(32)					
35					
Dimensiunile sunt date în mm.					

Tabelul 32.2

Filet (d)	D	D_1	k	k_1
M4	16	8	3,5	9
M5	20	10	4	11
M6	24	12	5	14
M8, M8x1	30	16	6	16
M10, M10x1,25	36	20	8	20
Dimensiunile sunt date în mm.				

Exemplu de notare a unui şurub cu cap striat şi guler, cu filet M5, cu lungimea l = 20 mm şi caracteristicile mecanice conform grupei 8.8:

Şurub M5x20 STAS 5303 grupa 8.8.

ANEXA 33

GĂURI DE TRECERE PENTRU ORGANE DE ASAMBLARE FILETATE
(Extras din STAS 3336)

Forma şi dimensiunile găurilor de trecere pentru organe de asamblare filetate sunt prezentate în fig. 33.1 şi tabelele 33.1.

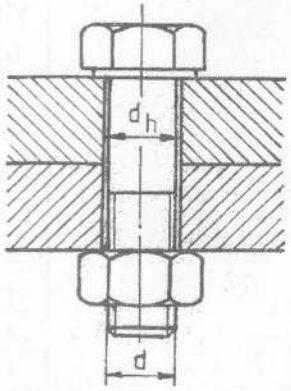


Fig. 33.1

Tabelul 33.1

Diametrul nominal al şurubului d	Diametrul găurii de trecere d_h		
	Execuţie:		
	strânsă	mijlocie	largă
3	3,2	3,4	3,6
3,5	3,7	3,9	4,2
4	4,3	4,5	4,8
4,5	4,8	5,0	5,3
5	5,3	5,5	5,8
6	6,4	6,6	7,0
7	7,4	7,6	8,0
8	8,4	9,0	10,0
10	10,5	11,0	12,0
12	13,0	13,5	14,5
14	15,0	15,5	16,5
16	17,0	17,5	18,0
Dimensiunile sunt date în mm.			

ANEXA 34

LOCAŞURI ŞI LAMAJE PENTRU ORGANE DE ASAMBLARE FILETATE
(Extras din STAS 11574)

Forma şi dimensiunile locaşurilor şi lamajelor pentru organe de asamblare filetate sunt prezentate în fig. 34.1 şi tabelul 34.1

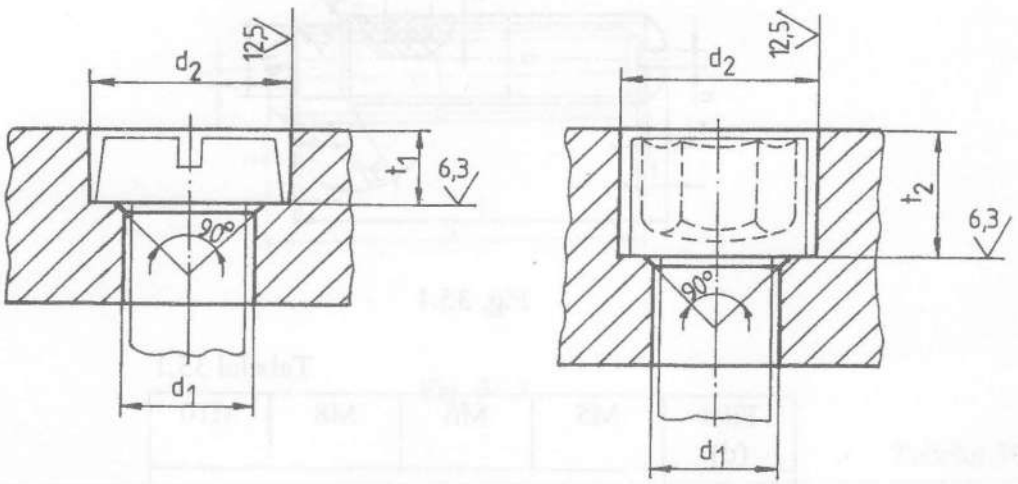


Fig. 34.1

Tabelul 34.1

Diametrul nominal al filetului şurubului d	d_2	t_1	t_2	d_1
3	6	2,4	-	3,2...3,6
3,5	6,5	2,9	-	3,7...4,2
4	8	3,2	4,6	4,3...4,8
5	10	4	5,7	5,3...5,8
6	11	4,7	6,8	6,4...7
8	15	6	9	8,4...10
Dimensiunile sunt date în mm.				

ANEXA 35

ŞTIFT FILETAT CU CRESTĂTURĂ, CU CEP CILINDRIC (Extras din STAS 10422)

Forma şi dimensiunile ştifturilor filetate cu crestătură şi cep cilindric sunt prezentate în fig. 35.1 şi tabelele 35.1, 35.2.

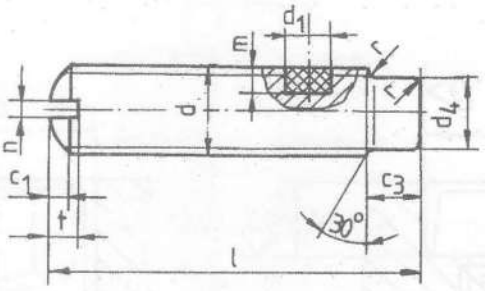


Fig. 35.1

Tabelul 35.1

Filet (d)	M5	M6	M8	M10
l				
16				
(18)				
20				
(22)				
25				
28				
Dimensiunile sunt date în mm.				

Tabelul 35.2

Filet (d)	t	n	c_1	d_4	c_3	d_1	m
M5	1,6	0,8	1,2	3,5	3	2,5	2
M6	2	1	1,5	4,5	3,5	3	2
M8	2,5	1,2	1,8	6	5	4	2,5
M10	3	1,6	2,2	7	5,5	5	3
Dimensiunile sunt date în mm.							

Exemplu de notare a unui ştift filetat cu autoblocare, cu crestătură şi cu cep cilindric, cu filet M10 şi lungimea l = 25 mm:

Ştift cu autoblocare M10x25 STAS 10422.

ANEXA 36

ŞTIFT FILETAT CU CRESTĂTURĂ ŞI VÂRF TEŞIT (Extras din STAS 4770)

Forma şi dimensiunile ştifturilor filetate cu crestătură şi vârf teşit sunt prezentate în fig. 36.1 şi tabelul 36.1.

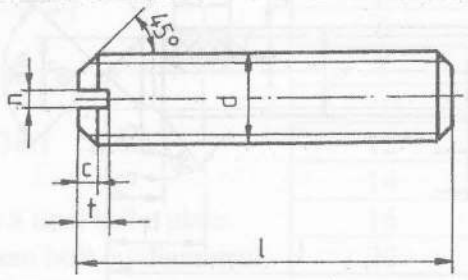


Fig. 36.1

Tabelul 36.1

Filet (d)		M4	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16
t	max	2,05	2,35	2,9	3,6	4,25	4,95	5,5	5,95
	min	1,75	2	2,5	3,1	3,75	4,45	5,1	5,65
n		0,6	0,8	1	1,2	1,6	2	2,5	2,8
c		1	1,2	1,5	1,8	2,2	2,5	2,8	3,1
l									
6									
8									
10									
12									
16									
20									
(22)									
25									

Dimensiunile sunt date în mm.

Exemplu de notare a unui ştift filetat cu crestătură şi vârf teşit, cu filet M8, cu lungimea l = 25 mm, cu caracteristici mecanice conform grupei 8.8:
Ştift filetat M8x25 STAS 4770 grupa 8.8.

ANEXA 37

ŞTIFT FILETAT CU CRESTĂTURĂ, CU CEP TRONCONIC (Extras din STAS 10421)

Forma şi dimensiunile ştifturilor filetate cu crestătură şi cep tronconic sunt prezentate în fig. 37.1 şi tabelele 37.1, 37.2.

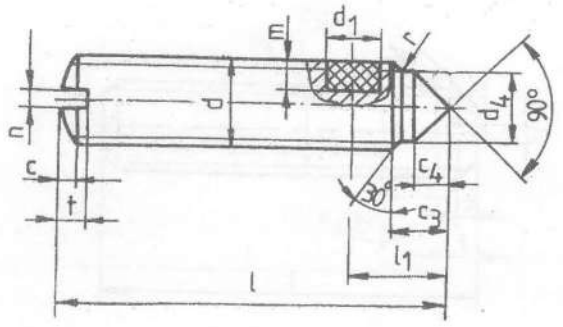


Fig. 37.1

Tabelul 37.1

Filet (d)	M6	M8	M10
1			
12			
16			
(18)			
20			
(22)			
25			
(28)			

Tabelul 37.2

Filet (d)	t	n	c	d_4	c_3	c_4	d_1	m	l_1
M6	2	1	1,5	4,5	3,5	1,8	3	2	7
M8	2,5	1,2	1,8	6	5	2,5	4	2,5	9
M10	3	1,6	2,2	7	5,5	3	5	3	11
Dimensiunile sunt date în mm.									

Exemplu de notare a unui ştift filetat cu autoblocare, cu cep tronconic, cu filet M10 şi lungimea l = 25 mm:

Ştift cu autoblocare M10x25 STAS 10421.

ANEXA 38

ŞAIBE PLATE (Extras din STAS 5200/3)

Forma şi dimensiunile şaibelor plate sunt prezentate în fig. 38.1 şi tabelul 38.1.

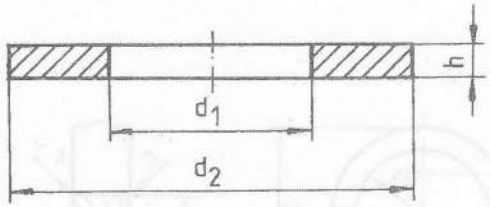


Fig. 38.1

Exemplu de notare a unei şaibe plate pentru un şurub M20 sau bolţ cu diametrul de 20 mm, executată din OL 34:

Şaibă STAS 5200/3-20-OL 34

Tabelul 38.1

Diametrul şurubului/ bolţului	d_1	d_2	h
6	6,4	11	1,6
8	8,4	15	1,6
10	10,5	18	1,6
12	13	20	2
14	15	24	2,5
16	17	28	2,5
20	21	34	3
24	25	39	4
Dimensiunile sunt date în mm.			

ANEXA 39

ŞAIBĂ PRELUCRATĂ PENTRU BOLŢURI (Extras din STAS 5974)

Forma şi dimensiunile şaibelor pentru bolţuri sunt prezentate în fig. 39.1 şi tabelul 39.1.

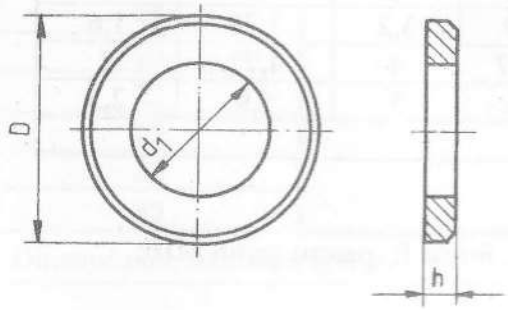


Fig. 39.1

Exemplu de notare a unei şaibe pentru bolţ ∅10, executat din OL37:

Şaibă10 STAS 5974, OL37 STAS 500/2.

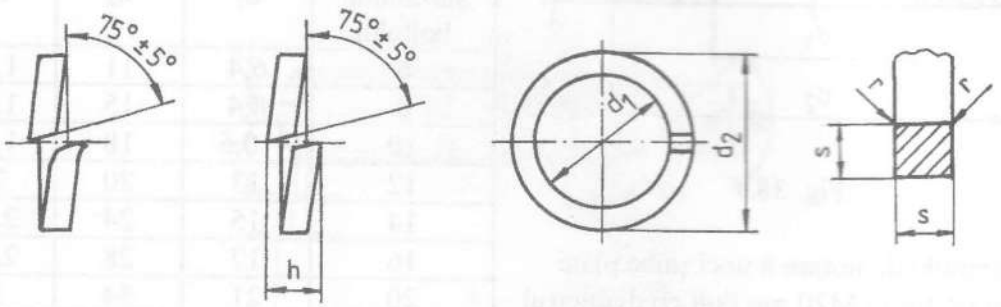
Tabelul 39.1

Diametrul bolţului	d_1	D	h
5	5	10	0,8
6	6	12	1,5
8	8	16	2
10	10	20	2,5
12	12	25	3
14	14	28	3
16	16	28	3
18	18	30	4
20	20	32	4
22	22	34	4
Dimensiunile sunt date în mm.			

ANEXA 40

ŞAIBE ELASTICE. ŞAIBE GROWER (Extras din SR 7666-2)

Forma şi dimensiunile şaibelor elastice sunt prezentate în fig. 40.1 şi tabelul 40.1.



Varianta R cu capetele răsfrânte — Varianta N cu capetele netede

Fig. 40.1

Tabelul 40.1

Mărimea	d_1		d_2	h		s
	min	max		min	max	
3	3,1	3,4	5,6	2	2,36	1
4	4,1	4,4	7	2,4	2,83	1,2
5	5,1	5,4	8,8	3,2	3,78	1,6
6	6,1	6,5	9,9	3,2	3,78	1,6
8	8,1	8,5	12,7	4	4,72	2
10	10,2	10,7	16	5	5,9	2,5
Dimensiunile sunt date în mm.						

Exemplu de notare pentru o şaibă Grower, forma R, pentru şurub M10:
Şaibă SR 7666/2 - R10.

ANEXA 41

ŞPLINT (Extras din STAS 1991)

Forma şi dimensiunile şplinturilor sunt prezentate în fig. 41.1 şi tabelul 41.1.

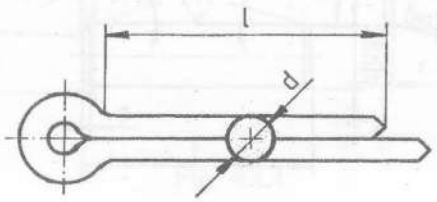


Fig. 41.1

Tabelul 41.1

Diametrul nominal d	1,6	2	2,5	3,2	4	5	6,3
1							
8							
10							
12							
14							
16							
18							
20							
22							
25							
28							
32							

Dimensiunile sunt date în mm.

Exemplu de notare a unui şplint cu diametrul nominal egal cu 3,2 mm şi lungimea l = 20 mm:

Şplint 3,2x20 STAS 1991.

ANEXA 42

ŞTIFTURI CILINDRICE (Extras din STAS 1599)

Forma şi dimensiunile ştifturilor cilindrice sunt prezentate în fig. 42.1 şi tabelul 42.1

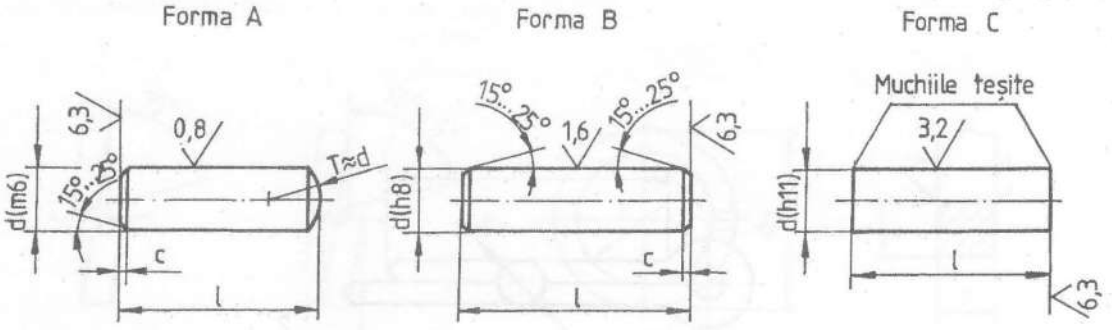


Fig. 42.1

Tabelul 42.1

d	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
l										
10										
12										
14										
16										
20										
25										
30										
35										
40										
45										
50										
55										
60										
65										
70										
75										
80										
90										

Dimensiunile sunt date în mm.

Exemplu de notare a unui ştift cilindric forma A, cu diametrul d = 10 mm, lungimea l = 45 mm, din OLC 45 îmbunătăţit:

Ştift cilindric A 10x45 STAS 1599/OLC 45.

ANEXA 43

ŞTIFTURI CONICE (Extras din STAS 3436)

Forma şi dimensiunile ştifturilor conice sunt prezentate în fig. 43.1 şi tabelul 43.1.

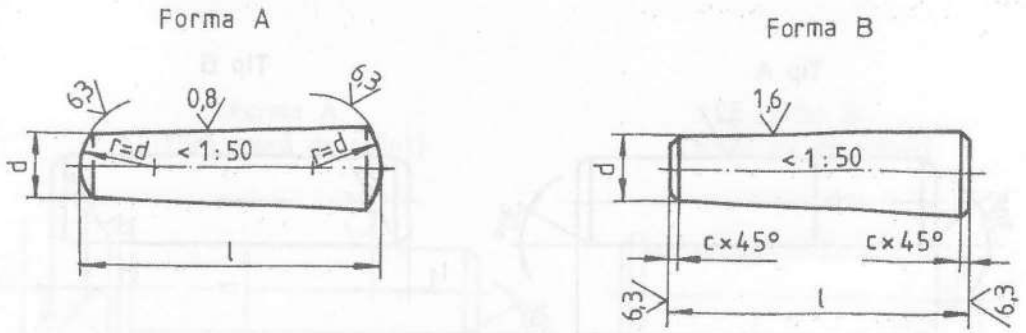


Fig. 43.1

Tabelul 43.1

d	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
1										
10										
12										
14										
16										
20										
25										
30										
35										
40										
45										
50										
55										
60										
65										
70										
75										
80										
90										

Dimensiunile sunt date în mm.

Exemplu de notare a unui ştift conic, forma B, cu diametrul d = 10 mm şi lungimea l = 30 mm, din OLC 45 îmbunătăţit:

Ştift conic B 10x30 STAS 3436/ OLC 45.

ANEXA 44

BOLŢURI FĂRĂ CAP (Extras din STAS 5756)

Forma şi dimensiunile bolţurilor fără cap sunt prezentate în fig. 44.1 şi tabelul 44.1.

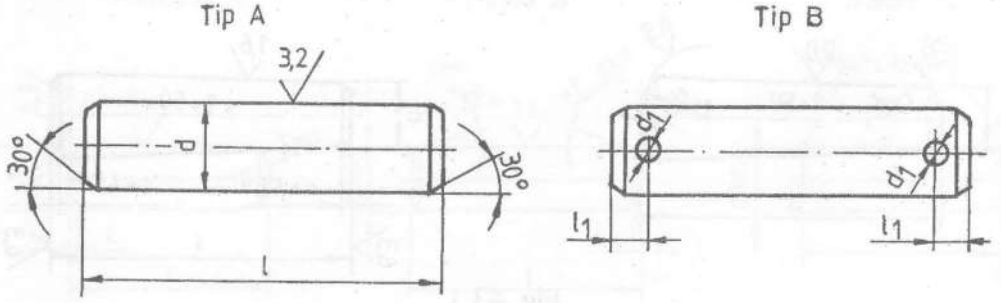


Fig. 44.1

Tabelul 44.1

d	5	6	8	10	12	14	16	18	20	22
d_1	1,2	1,6	2	3,2	3,2	4	4	5	5	5
l_1	3,2	3,2	3,5	4,5	5,5	6	6	7	8	8
1										
16										
18										
20										
25										
30										
35										
40										
45										
50										
55										
60										
65										
70										
80										
90										
100										

Dimensiunile sunt date în mm.

Exemplu de notare a unui bolţ fără cap, cu gaură pentru şplint, cu diametrul d = 10 mm şi cu lungime l = 40 mm, executat din OL 50.1 k:

Bolţ B 10x40 STAS 5756/OL 50.1 k.

ANEXA 45

BOLȚURI CU CAP MIC (Extras din STAS 5754/2)

Forma și dimensiunile bolțurilor cu cap mic sunt prezentate în fig. 45.1 și tabelul 45.1.

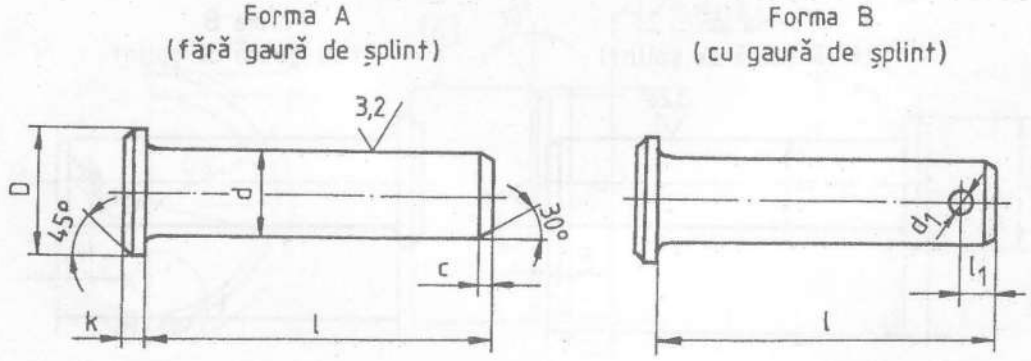


Fig. 45.1

Tabelul 45.1

d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
D	9	12	14	17	19	21	23	26	28	32
k	1,5	2	2	3	3	3	3	4	4	5
d_1	1,6	2	3,2	3,2	4	4	5	5	5	6,3
l_1	2,5	3	4	5	5	5	6,5	6,5	6,5	8
l										
14										
16										
20										
(22)										
25										
30										
35										
40										
50										

Dimensiunile sunt date în mm.

Exemplu de notare a unui bolț cu cap mic, forma A, cu diametrul d = 16 mm, cu lungimea l = 50 mm, executat din OL 50:

Bolț A 16x50 STAS 5754/2/OL 50.

ANEXA 46

BOLŢURI CU CAP (Extras din STAS 5754/1)

Forma şi dimensiunile bolţurilor cu cap sunt prezentate în fig. 46.1 şi tabelul 46.1.

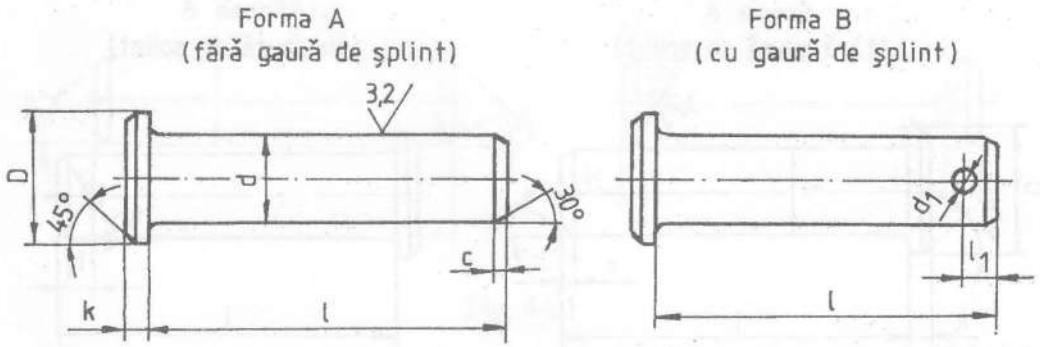


Fig. 46.1

Tabelul 46.1

d	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24
D	10	14	18	20	22	25	28	30	33	36
k	2	3	4	4	4	4,5	5	5	5,5	6
d_1	1,6	2	3,2	3,2	4	4	5	5	5	6,3
l_1	3,2	3,5	4,5	5,5	6	6	7	8	8	9
l										
14										
16										
20										
(22)										
25										
30										
35										
40										
50										

Dimensiunile sunt date în mm.

Exemplu de notare a unui bolţ, forma A, cu diametrul d = 10 mm, cu lungime l = 40 mm, executat din OL 50:

Bolţ A 10x40 STAS 5754/1/OL 50.

ANEXA 47

INELE DE SIGURANȚĂ EXCENTRICE PENTRU ARBORI ȘI CANALELE PENTRU ELE (Extras din STAS 5848/2)

Forma și dimensiunile inelelor de siguranță excentrice pentru arbori și canalele pentru ele sunt prezentate în fig. 47.1 și tabelul 47.1.

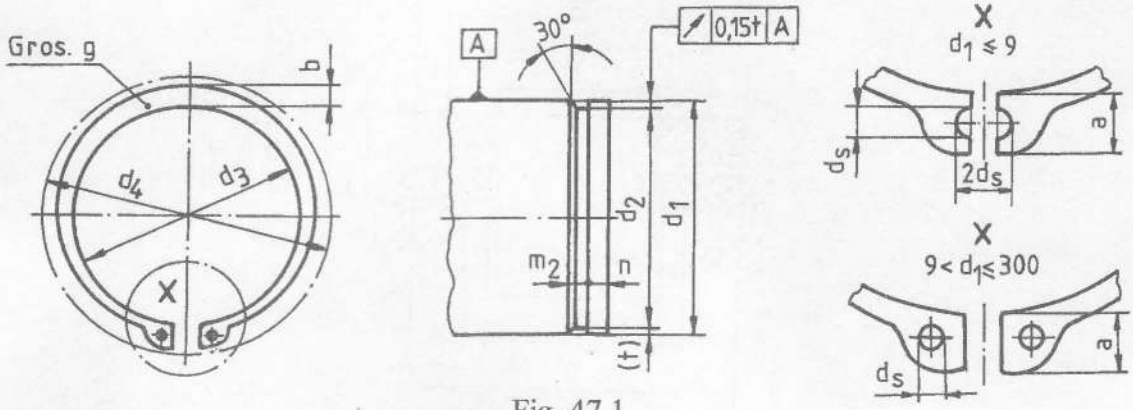


Fig. 47.1

Tabelul 47.1

d_1	Inelul de siguranță						Canalul din arbore				Forța axială kN
	d_3	a	b	g	d_5	d_4	d_2		m_2	n	
							nominal	abateri			
4	3,7	2,2	0,9	0,4	1	8,6	3,8	0	0,55	0,3	0,5
5	4,7	2,5	1,1	0,6		10,3	4,8	-0,048	0,75		1
6	5,6	2,7	1,3	0,7		11,7	5,7	(h10)	0,85	0,5	1,45
8	7,4	3,2	1,5	0,8	1,2	14,7	7,6	0			3
9	8,4	3,3	1,7			16	8,6	-0,06		0,6	3,5
10	9,3	3,3	1,8		1,5	17	9,6	(h10)			4
12	11	3,3	1,8	1		19	11,5		1,2		5
14	12,9	3,5	2,1		1,7	21,4	13,4	0			6,35
15	13,8	3,6	2,2			22,6	14,3	-0,11		1,1	6,9
16	14,7	3,7	2,2			23,8	15,2	(h11)		1,2	7,4
18	16,5	3,9	2,4			26,2	17				17
20	18,5	4	2,6			28,4	19	0		1,5	17,1
21	19,5	4,1	2,7	1,2	2	29,6	20	-0,13	1,4		16,8
22	20,5	4,2	2,8			30,8	21	(h11)			16,9
24	22,2	4,4	3			33,2	22,9	0			16,1
25	23,2	4,4	3			34,2	23,9	-0,21		1,7	16,2
								(h12)			

Dimensiunile sunt date în mm.

Exemplu de notare a unui inel de siguranță excentric pentru arbore având diametrul d_1 = 16 mm și grosimea g = 1 mm:

Inel de siguranță 16x1 STAS 5848/2.

ANEXA 48

RULMENŢI AXIALI CU BILE, CU SIMPLU EFECT (Extras din STAS 3921)

Forma şi dimensiunile rulmenţilor axiali cu bile, cu simplu efect, sunt date în fig. 48.1 şi tabelul 48.1.

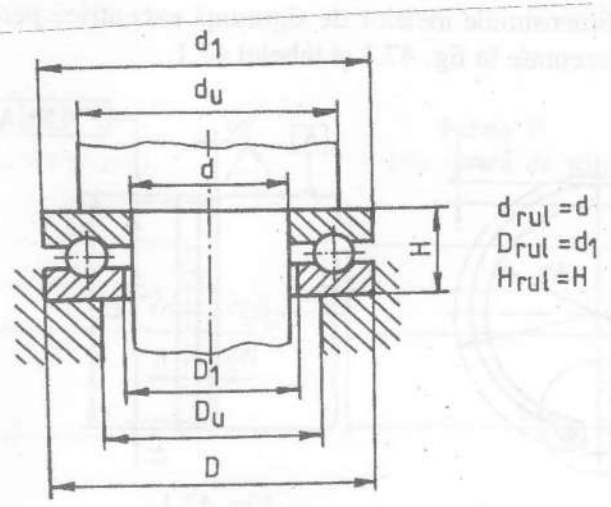


Fig. 48.1

Tabelul 48.1

d	D	H	d_1	D_1	$d_{u\,min}$	$D_{u\,max}$	Capacitatea de încărcare statică C_{0a}, kN	Simbol rulment
20	35	10	35	21	29	26	22,0	51104
	40	14	40	22	32	28	31,0	51204
25	42	11	42	26	35	32	29,0	51105
	47	15	47	27	38	34	41,5	51205
30	47	11	47	32	40	37	32,5	51106
	52	16	52	32	43	39	48,0	51206
35	52	12	52	37	45	42	49,6	51107
	62	18	62	37	51	46	83,8	51207
	68	24	68	37	55	48	105,0	51307
	80	32	80	37	62	53	155,0	51407
40	60	13	60	42	52	48	62,8	51108
	68	19	68	42	57	51	98,3	51208
45	65	14	65	47	57	53	69,1	51109
	73	20	73	47	62	56	105,0	51209
50	70	14	70	52	62	58	75,4	51110
	78	22	78	52	67	61	111,0	51210

Dimensiunile sunt date în mm.

Exemplu de notare al unui rulment axial având diametrul interior d = 35 mm, diametrul exterior D = 62 mm şi capacitatea de încărcare statică C_{0a} = 83,8 kN:
Rulment 51207 STAS 3921.